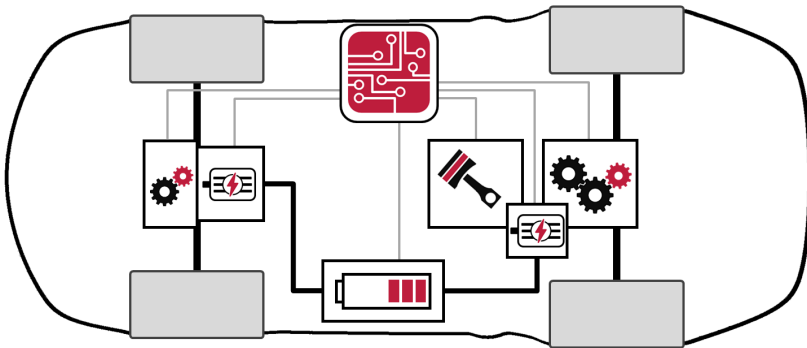


Dipl.-Ing. Sebastian Rüger

# Vollhybridantriebsstrang für ein sportliches Hybridfahrzeugkonzept



Berichte aus dem ivb | Band 3 | Braunschweig 2014

# Vollhybridantriebsstrang für ein sportliches Hybridfahrzeugkonzept

Von der Fakultät Maschinenbau  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Dipl. Ing. Sebastian Rüger  
aus: Göttingen

eingereicht am: 18.10.2013  
mündliche Prüfung am: 28.04.2014

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts  
Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükkay



Berichte aus dem ivb

Band 3

**Sebastian Rüger**

**Vollhybridantriebsstrang für ein  
sportliches Hybridfahrzeugkonzept**

Shaker Verlag  
Aachen 2014

**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2014

Copyright Shaker Verlag 2014

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-3156-0

ISSN 2199-708X

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: [www.shaker.de](http://www.shaker.de) • E-Mail: [info@shaker.de](mailto:info@shaker.de)

# Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand bei der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG im Entwicklungszentrum in Weissach. Die hochschulseitige Betreuung erfolgte durch das Institut für Verbrennungskraftmaschinen (ivb) der technischen Universität Carolo-Wilhelmina in Braunschweig.

Herzlicher Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts vom Institut für Verbrennungskraftmaschinen der TU Braunschweig. Einerseits für die Unterstützung meines Promotionsvorhabens, andererseits für das Interesse an der Dissertation und die fachliche Beratung. Ebenso bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay für die Übernahme des Zweitgutachtens. Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Georg-Peter Ostermeyer möchte ich mich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission bedanken.

Mein besonderer Dank gilt auch Herrn Dr.-Ing. Leo Spiegel von der Porsche AG für die Realisierung der Arbeit in seiner Abteilung, die uneingeschränkte Unterstützung und die zahlreichen fachlichen Anregungen und Diskussionen. Weiterhin möchte ich meinen Kollegen und meinen Diplomanden bei der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, die mit ihrem Know-How, ihren Beiträgen und Anregungen entscheidend zum Erfolg der Arbeit beigetragen haben, herzlich danken.

Schließlich danke ich ganz herzlich meiner Familie für den persönlichen Rückhalt während meines Studiums und während des Promotionsvorhabens.

Meiner Ehefrau Anna gilt ganz besonderer Dank für ihre Geduld und ihr großes Verständnis für zahlreiche entgangene Urlaubstage und Wochenenden sowie für die stetige Motivation bei der Fertigstellung der Arbeit.

Ludwigsburg, im Juni 2014

Sebastian Rüger



# Inhaltsverzeichnis

## Abkürzungen und Formelzeichen

## Abbildungsverzeichnis

## Tabellenverzeichnis

|          |   |           |
|----------|---|-----------|
| <b>1</b> | <b>Einleitung</b>   | <b>1</b>  |
| 1.1      | Stand der Technik . . . . .   | 3         |
| 1.2      | Anforderungen an sportliche Fahrzeuge . . . . .                                       | 5         |
| 1.3      | Kundenansprüche an Hybridfahrzeuge . . . . .  | 8         |
| 1.4      | Anforderungen an ein zukünftiges Konzept für ein sportliches Hybridfahrzeug . . . . . | 8         |
| 1.5      | Ziel der Arbeit und methodisches Vorgehen . . . . .                                   | 9         |
| <b>2</b> | <b>Antriebsstränge für sportliche Fahrzeuge</b>                                       | <b>12</b> |
| 2.1      | Konventioneller Antriebsstrang des Basisfahrzeuges . . . . .                          | 12        |
| 2.2      | Antriebsstränge für sportliche Hybridfahrzeuge . . . . .                              | 13        |
| <b>3</b> | <b>Erstellung der Simulationsumgebung</b>   | <b>20</b> |
| 3.1      | Verwendete Simulationsumgebung . . . . .  | 20        |
| 3.2      | Modellierung der Antriebsstrangkomponenten . . . . .                                  | 21        |
| 3.3      | Betriebsstrategien und Steuerungen in der Simulation . . . . .                        | 30        |
| 3.3.1    | Entscheidung über elektrisches Fahren . . . . .                                       | 31        |
| 3.3.2    | Definition des Ladewunsches . . . . .   | 32        |
| 3.3.3    | Koordination der Achsen und strategische Achsabkopplung . . . . .                     | 33        |
| 3.4      | Untersuchte Fahrprofile . . . . .   | 34        |
| 3.4.1    | Neuer Europäischer Fahrzyklus . . . . .   | 35        |
| 3.4.2    | Nordschleife als Extremtestprofil . . . . .   | 36        |
| 3.5      | Gesamtmodellabgleich anhand von Drehmomenten und Drehzahlen . . . . .                 | 39        |
| 3.5.1    | Detailanalyse der Einflussfaktoren im Prototypenfahrzeug . . . . .                    | 42        |
| 3.5.2    | Einflüsse des Fahrers auf den Verbrauch . . . . .                                     | 44        |
| <b>4</b> | <b>Untersuchung hybrider Betriebszustände</b>   | <b>47</b> |
| 4.1      | Einflussfaktoren auf den Energieverbrauch eines Fahrzeuges . . . . .                  | 47        |
| 4.2      | Definition der Hybrid-Betriebszustände . . . . .                                      | 50        |
| 4.3      | Elektrische Fahrt . . . . .   | 51        |
| 4.3.1    | Bedeutung der Antriebsstrangwirkungsgrade . . . . .                                   | 53        |
| 4.3.2    | Betrachtung der elektrischen Wirkungsgrade . . . . .                                  | 57        |



|          |   |            |
|----------|---|------------|
| 4.3.3    | Betriebsstrategie für die elektrische Fahrt . . . . .                       | 58         |
| 4.4      | Lastpunktverschiebung . . . . .   | 60         |
| 4.4.1    | Definition des Energiekostenfaktors . . . . .                               | 61         |
| 4.4.2    | Wirkungsgradketten bei Lastpunktverschiebung . . . . .                      | 63         |
| 4.4.3    | Verlustrückteilung während der Lastpunktverschiebung . . . . .              | 68         |
| 4.4.4    | Verbrauchsvorteile bei Konstantfahrt . . . . .                              | 70         |
| 4.5      | Rekuperation . . . . .  | 73         |
| 4.5.1    | Einflussgrößen auf die Rekuperation . . . . .                               | 74         |
| 4.5.2    | Rekuperationsleistung in gesetzlichen Zyklen . . . . .                      | 75         |
| 4.5.3    | Einfluss der Bremskraftverteilung auf die Rekuperation . . . . .            | 77         |
| 4.6      | Elektrischer Boost . . . . .  | 78         |
| 4.7      | Konzept für einen Hybridsportwagen . . . . .                                | 80         |
| <b>5</b> | <b>Kraftstoffverbrauch des sportlichen Hybridfahrzeuges</b>                 | <b>83</b>  |
| 5.1      | Optimierung der strategischen Einschaltsschwellen . . . . .                 | 83         |
| 5.2      | Einbindung eines Riemenstartergenerators . . . . .                          | 85         |
| 5.3      | Einsparpotenziale durch strategische Achsabkopplung . . . . .               | 86         |
| 5.4      | Schaltstrategie für das Vorderachsgetriebe . . . . .                        | 88         |
| 5.5      | Maßnahmen zur Optimierung des Verbrennungsmotorbetriebes . . . . .          | 91         |
| 5.5.1    | Zylinderabschaltung . . . . .   | 91         |
| 5.5.2    | Hubraumverkleinerung (Motordownsizing) . . . . .                            | 97         |
| 5.5.3    | Nutzung von Abgasenergie . . . . .  | 101        |
| 5.6      | Minimalverbrauch des Hybridfahrzeugkonzeptes . . . . .                      | 108        |
| <b>6</b> | <b>Steigerung der Fahrdynamik bei einem Hybridsportwagen</b>                | <b>110</b> |
| 6.1      | Betriebsstrategie für den Rundstreckenbetrieb . . . . .                     | 111        |
| 6.2      | Auslegung der Booststrategie . . . . .                                      | 114        |
| 6.3      | Vergleich der Antriebsstrangkonzepte . . . . .                              | 117        |
| 6.3.1    | Auswirkung der Schwerpunktlage . . . . .                                    | 117        |
| 6.3.2    | Auswirkung des Fahrzeuggewichtes . . . . .                                  | 119        |
| 6.3.3    | Auswirkung der Lastpunktverschiebung . . . . .                              | 120        |
| 6.4      | Rundenzeitbetrachtung des Zielfahrzeugkonzeptes . . . . .                   | 121        |
| 6.5      | Strategien mit nicht ausgeglichenem Ladezustand . . . . .                   | 123        |
| 6.6      | Optimierte Fahrleistungen des sportlichen Hybridfahrzeugkonzeptes . . . . . | 125        |
| <b>7</b> | <b>Zusammenfassung</b>  | <b>127</b> |
| <b>8</b> | <b>Literaturverzeichnis</b>   | <b>129</b> |
| <b>A</b> | <b>Anhang</b>   | <b>135</b> |
| A.1      | Herleitung der Empfindlichkeitsfaktoren . . . . .                           | 135        |
| A.2      | Informationen und Daten zur Modellierung der Komponenten . . . . .          | 138        |
| A.3      | Berechnung des Energiekostenfaktors im Fahrzeug . . . . .                   | 146        |
| A.4      | Ergänzende Darstellungen zu den Betriebsstrategievarianten . . . . .        | 149        |
| A.5      | Kennzahlen der untersuchten Fahrprofile . . . . .                           | 152        |

# Abkürzungen

| Abkürzung            | Bedeutung  |
|----------------------|--|
| <i>AMS</i>           | Auto-Motor und-Sport   |
| <i>AW1</i>           | Antriebswelle eins des Doppelkupplungsgetriebes                          |
| <i>AW2</i>           | Antriebswelle zwei des Doppelkupplungsgetriebes                          |
| <i>AV</i>            | Antriebsstrangverlust  |
| <i>DL</i>            | Dauerlauf  |
| <i>DLL</i>           | Dynamic Link Library   |
| <i>DKG</i>           | Doppelkupplungsgetriebe  |
| <i>ECE</i>           | Innerstädtischer Teil des NEFZ   |
| <i>EKF</i>           | Energiekostenfaktor  |
| <i>EM</i>            | Elektrische Maschine   |
| <i>EUDC</i>          | Extra Urban Driving Cycle (Überland-Zyklus des NEFZ)                     |
| <i>GÖP</i>           | Getriebeölpumpe  |
| <i>HV</i>            | Hochvolt - bezeichnet die Spannung im Traktionsnetz                      |
| <i>K<sub>0</sub></i> | Trennkupplung zwischen Motor und E-Maschine bei Parallelhybridfahrzeugen |
| <i>K<sub>1</sub></i> | Erste Kupplung des Doppelkupplungsgetriebes                              |
| <i>K<sub>2</sub></i> | Zweite Kupplung des Doppelkupplungsgetriebes                             |
| <i>KSG</i>           | Kurbelwellen-Starter-Generator   |
| <i>KW</i>            | Kurbelwelle  |
| <i>LE</i>            | Leistungselektronik  |
| <i>LHP</i>           | Lenkhilfepumpe   |
| <i>LPV</i>           | Lastpunktverschiebung  |
| <i>NEFZ</i>          | Neuer Europäischer Fahrzyklus  |
| <i>NV</i>            | „Niedervolt“ - Bezeichnet die Bordnetzspannung                           |
| <i>PG</i>            | Prüfgelände (der Porsche AG in Weissach)                                 |
| <i>PKM</i>           | Personenkilometer  |
| <i>RSG</i>           | Riemen-Starter-Generator   |
| <i>SOC</i>           | State of Charge (rel. Batterieladezustand)                               |
| <i>VKM</i>           | Verbrennungskraftmaschine  |
| <i>WG</i>            | Wastegate  |
| <i>WP</i>            | Wasserpumpe  |

# Formelzeichen

| Formelzeichen      | Einheit | Bedeutung   |
|--------------------|---------|---|
| $\Psi_{Wirk}$      | 1       | Wirindex des Boost  |
| $\epsilon_{c_w A}$ | 1       | Empfindlichkeitsfaktor Luftwiderstand                             |
| $\epsilon_{c_r}$   | 1       | Empfindlichkeitsfaktor Rollwiderstand                             |
| $\epsilon_m$       | 1       | Empfindlichkeitsfaktor Masse                                      |
| $\eta_{Fahrzeug}$  | 1       | Fahrzeuggesamtwirkungsgrad  |
| $\eta_{AS}$        | 1       | Antriebsstrangwirkungsgrad, allgemein                             |
| $\eta_{AS,El}$     | 1       | Antriebsstrangwirkungsgrad vom elektrischer Antrieb zum Rad       |
| $\eta_{AS,VKM}$    | 1       | Antriebsstrangwirkungsgrad von Verbrennungsmotor zum Rad          |
| $\eta_{Assist}$    | 1       | Assistwirkungsgrad  |
| $\eta_{Batt}$      | 1       | Batteriewirkungsgrad  |
| $\eta_{EM}$        | 1       | E-Maschinenwirkungsgrad   |
| $\eta_{ges}$       | 1       | Gesamtwirkungsgrad  |
| $\eta_{VKM}$       | 1       | Verbrennungsmotorwirkungsgrad                                     |
| $\eta_{WGT}$       | 1       | Wirkungsgrad des „Wastegate-Turbinen-Systems“                     |
| $\eta_{rekup}$     | 1       | Rekuperationswirkungsgrad   |
| $\mu_K$            | 1       | dynamischer Reibwert zwischen Konuspartnern                       |
| $\alpha_K$         | °       | Konuswinkel   |
| $\nu_{oel}$        | $m^2/s$ | dynamische Viskosität des Öls                                     |
| $\omega$           | $rad/s$ | Winkelgeschwindigkeit   |
| $A$                | $[m^2]$ | Querspanfläche  |
| $B$                | $kg/h$  | Kraftstoffmassenstrom, allgemein                                  |
| $B_{Antrieb}$      | $kg/h$  | Kraftstoffmassenstrom der zum Antrieb benötigt wird               |
| $B_{el}$           | $kg/h$  | äquivalenter Kraftstoffmassenstrom für elektrischen Energiebedarf |
| $B_{LPV}$          | $kg/h$  | Kraftstoffmassenstrom durch Lastpunktverschiebung                 |
| $B_{VKM}$          | $kg/h$  | (Gesamt-)Kraftstoffmassenstrom in den Verbrennungsmotor           |
| $C_D$              | $F$     | Ersatzkapazität (Durchtritt)                                      |
| $C_K$              | $F$     | Ersatzkapazität (Konzentration)                                   |
| $E$                | $kJ$    | Energienmenge, allgemein  |
| $E_{besch}$        | $kJ$    | Energie (Bedarf) für Beschleunigung                               |
| $E_{kin}$          | $kJ$    | kinetische Energie  |
| $EKF$              | $l/kWh$ | Energiekostenfaktor   |

| Formelzeichen         | Einheit | Bedeutung  |
|-----------------------|---------|--|
| $EKF_{LPV}$           | $l/kWh$ | Energiekostenfaktor für Lastpunktverschiebung            |
| $ENI$                 | $l/kWh$ | Energienutzenindikator                                   |
| $F$                   | $N$     | Kraft, allgemein   |
| $F_A$                 | $N$     | Axial wirkende Schaltkraft                               |
| $F_B$                 | $N$     | Beschleunigungswiderstand                                |
| $F_{FW}$              | $N$     | Gesamtkraft zur Überwindung der Fahrwiderstände          |
| $F_L$                 | $N$     | Luftwiderstand   |
| $F_R$                 | $N$     | Rollwiderstand   |
| $F_{St}$              | $N$     | Steigungswiderstand                                      |
| $G$                   | 1       | Gewichtungsfaktor  |
| $I_0$                 | $A$     | Ruhestrom  |
| $I_B$                 | $A$     | Batteriestrom  |
| $K_b$                 | 1       | Ersatzgröße für Beschleunigungswiderstand in einer Phase |
| $K_l$                 | 1       | Ersatzgröße für Luftwiderstand in einer Phase            |
| $K_r$                 | 1       | Ersatzgröße für Rollwiderstand in einer Phase            |
| $K_{st}$              | 1       | Ersatzgröße für Steigungswiderstand in einer Phase       |
| $L$                   | $m$     | Länge (Gesamtstrecke)                                    |
| $M_K$                 | $Nm$    | Reibmoment am Konus                                      |
| $M_R$                 | $Nm$    | Moment am Rad bzw. an der Achse                          |
| $P$                   | $W$     | Leistung, allgemein                                      |
| $P_{AUS}$             | $W$     | Ausgangsleistung   |
| $P_{BATT}$            | $W$     | Batterieleistung   |
| $P_B$                 | $W$     | Leistung zur Überwindung des Beschleunigungswiderstands  |
| $P_{chem,ges}$        | $W$     | Chemische Gesamtleistung                                 |
| $P_{chem,VKM}$        | $W$     | Chemische Leistung des Verbrennungsmotors                |
| $P_{chem,WGT}$        | $W$     | Chemische Leistung des „Wastegate-Turbinen-Systems“      |
| $P_{EIN}$             | $W$     | Eingangsleistung   |
| $P_{EM,mech}, P_{EM}$ | $W$     | Mechanische Leistung der E-Maschine                      |
| $P_{EM,Verl}$         | $W$     | Verlustleistung der E-Maschine                           |
| $P_{FW}$              | $W$     | Gesamtleistung zur Überwindung der Fahrwiderstände       |
| $P_{FWL}$             | $W$     | Wunschleistung des Fahrers                               |
| $P_{F,ges}$           | $W$     | Gesamtantriebsleistung                                   |
| $P_L$                 | $W$     | Leistung zur Überwindung des Luftwiderstands             |
| $P_{NA}$              | $W$     | Summenleistung der Nebenaggregate                        |
| $P_{Rad,ges}$         | $W$     | Gesamtradleistung  |
| $P_R$                 | $W$     | Leistung zur Überwindung des Rollwiderstands             |
| $P_{St}$              | $W$     | Leistung zur Überwindung des Steigungswiderstands        |
| $P_{VKM}$             | $W$     | mech. Leistung des Verbrennungsmotors                    |

## Inhaltsverzeichnis

| Formelzeichen | Einheit   | Bedeutung   |
|---------------|-----------|---|
| $P_{WGT}$     | $W$       | Leistung des „Wastegate-Turbinen-Systems“                   |
| $R$           | $m$       | dynamischer Reifenhalmmesser                                |
| $R_i$         | $\Omega$  | Ohmscher Innenwiderstand                                    |
| $R_K$         | $\Omega$  | Ohmscher Ersatzwiderstand (Konzentration)                   |
| $R_D$         | $\Omega$  | Ohmscher Ersatzwiderstand (Durchtritt)                      |
| $U_0$         | $V$       | Ruhespannung  |
| $U_B$         | $V$       | Batteriespannung  |
| $U_D$         | $V$       | Spannung am Ersatzwiderstand für die Durchtrittsspannung    |
| $U_i$         | $V$       | Spannung am Ersatzwiderstand für die ohmschen Verluste      |
| $U_k$         | $V$       | Spannung am Ersatzwiderstand für die Konzentrationsspannung |
| $V$           | $l/m$     | Streckenspezifischer Verbrauch                              |
| $V_{rekup}$   | $l/m$     | Streckenspezifischer Verbrauch für rekuperierendes Fahrzeug |
| $b$           | $g/kWh$   | spezifischer Kraftstoffmassenstrom, allgemein               |
| $c_r$         | 1         | Rollwiderstandsbeiwert                                      |
| $c_w$         | 1         | Luftwiderstandsbeiwert                                      |
| $d_K$         | $m$       | Mittlerer wirksamer Konusdurchmesser                        |
| $f_R$         | 1         | Rollwiderstandsbeiwert                                      |
| $i$           | 1         | Übersetzungsverhältnis                                      |
| $m$           | $kg$      | Masse   |
| $m_k$         | $kg$      | Kraftstoffmasse   |
| $r$           | $m$       | statischer Reifenhalmmesser                                 |
| $r_a$         | $m$       | Außenradius   |
| $r_i$         | $m$       | Innenradius   |
| $v$           | $m/s$     | Geschwindigkeit   |
| $\Delta c$    | $l/100km$ | absoluter Verbrauchsvorteil                                 |
| $\Delta c_0$  | %         | relativer Verbrauchsvorteil                                 |

# Abbildungsverzeichnis

|     |   |    |
|-----|---|----|
| 1.1 | Personenverkehrsleistung nach Verkehrsmitteln . . . . .   | 1  |
| 1.2 | Beschleunigung von Null auf 100 <i>km/hin</i> Abhängigkeit vom Typisierungs-<br>verbrauch nach ECE-R-83 von Sport- und Kleinwagen . . . . .   | 2  |
| 1.3 | Änderung des Kraftstoffverbrauchs, Leergewichts und der Beschleunigung<br>und maximalen Leistung am Beispiel des Porsche 911 Carrera S von 1965<br>bis 2011 . . . . .                         | 3  |
| 1.4 | Häufigkeitsverteilung der während 625 Betriebsstunden abgeforderten Mo-<br>torleistung unter Kundenbetriebs- und Testfahrerbedingungen . . . . .  | 5  |
| 1.5 | Häufigkeitsverteilung von Beschleunigungen während 625 Betriebsstunden<br>unter Kundenbetriebsbedingungen . . . . .   | 6  |
| 1.6 | Übersicht über die Themenschwerpunkte der 339 ausgewerteten Literatur-<br>quellen über Hybridfahrzeuge . . . . .  | 8  |
| 2.1 | Konventioneller Antriebsstrang des verwendeten Basisfahrzeuges . . . . .  | 12 |
| 2.2 | Übersicht über die in dieser Arbeit berücksichtigten verschiedenen Hybrid-<br>konzepte . . . . .  | 13 |
| 2.3 | Schematische Darstellung von parallelen Hybridantriebsstrangtopologien mit<br>Momentenaddition . . . . .  | 14 |
| 2.4 | Schematische Darstellung von parallelen Hybridantriebsstrangtopologien mit<br>Zugkraftaddition . . . . .  | 16 |
| 2.5 | Schematische Darstellung eines seriellen Hybridantriebsstranges . . . . .   | 17 |
| 2.6 | Schema eines kombinierten Antriebsstranges (Zugkraftaddition und Momen-<br>tenaddition) für ein sportliches Hybridfahrzeug . . . . .  | 19 |
| 2.7 | Schema des Antriebsstrangs des verwendeten Prototypen . . . . .   | 19 |
| 3.1 | Datenaustausch zwischen den Teilmodellen der Simulationsumgebungen und<br>dem Prototyp . . . . .  | 21 |
| 3.2 | Abgleich des Kraftstoffverbrauches zwischen Simulation und Prototypmes-<br>sung während der Warmlaufphase des Verbrennungsmotors. . . . .   | 23 |
| 3.3 | Struktur des Doppelkupplungsgetriebes des Basisfahrzeuges . . . . .   | 24 |
| 3.4 | Schematische Darstellung der Doppelkupplung . . . . .   | 25 |
| 3.5 | Schematische Darstellung eines Riementriebs mit und ohne Riemen-Starter-<br>Generator . . . . .   | 27 |
| 3.6 | Anteile der verschiedenen Einzelverluste am Gesamtverlust eines Riemens<br>mit Riemenstartergenerator (RSG) unter Belastung bei einer Drehzahl von<br>1500 <i>min</i> <sup>-1</sup> . . . . . | 27 |

|      |  |    |
|------|--|----|
| 3.7  | Modell einer Hochvoltbatterie als elektrischer Stromkreis . . . . .  | 28 |
| 3.8  | Simulierte und gemessene Strom- und Spannungsverläufe des Batteriemodells . . . . .  | 29 |
| 3.9  | Simulierte und gemessene Leistung für einen Motorstart mittels eines Ritzelstarters . . . . .  | 29 |
| 3.10 | Einteilung der verschiedenen Regelverfahren für Betriebsstrategien . . . . .   | 31 |
| 3.11 | Schematische Darstellung der im Prototyp umgesetzten Ladestrategie . . . . .   | 32 |
| 3.12 | Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ) . . . . .   | 35 |
| 3.13 | Beispiel für Hüllkurven für simulierte Geschwindigkeitsverläufe auf einer Rundstrecke . . . . .  | 37 |
| 3.14 | Nordschleifenprofil in der Simulation . . . . .  | 38 |
| 3.15 | Vergleich der simulierten und für verschiedene Fahrzeugmodelle gemessenen Rundenzeiten . . . . .   | 38 |
| 3.16 | Abgleich der simulierten Drehzahlen mit Messungen des Prototyps . . . . .  | 40 |
| 3.17 | Abgleich der simulierten Drehmomente mit Messungen des Prototyps . . . . .   | 41 |
| 3.18 | Einfluss der prototypischen Umsetzung auf den relativen Kraftstoffverbrauch . . . . .  | 42 |
| 3.19 | Drehzahlüberschwinger bei Wiederstart des Prototyp . . . . .   | 44 |
| 3.20 | Einfluss des Fahrers auf den Verbrauch . . . . .   | 45 |
| 4.1  | Berechnete Empfindlichkeitsfaktoren der gesetzlichen Zyklen und von Realfahrprofilen. . . . .  | 49 |
| 4.2  | Auswirkung von Zusatzleistung und Zusatzgewicht des elektrischen Antriebes auf die Beschleunigung beim verwendeten Referenzfahrzeug . . . . .                      | 50 |
| 4.3  | Schema der Wirkungsgradkette im Antriebsstrang . . . . .   | 51 |
| 4.4  | Allradverteilung mit maximalem Gesamtwirkungsgrad bei elektrischer Fahrt für einen sportlichen Vorderachshybrid mit fester Vorderachsgetriebeübersetzung . . . . . | 54 |
| 4.5  | Allradverteilung mit maximalem Gesamtwirkungsgrad bei elektrischer Fahrt für einen sportlichen Vorderachshybrid mit 2-Gang-Vorderachsgetriebe . . . . .            | 55 |
| 4.6  | Anteile der Schleppverluste des Getriebes bei elektrischer Konstantfahrt mit 50 km/h . . . . .   | 55 |
| 4.7  | Reichweite und Wirkungsgrad bei elektrischer Konstantfahrt mit verschiedenen Geschwindigkeiten . . . . .   | 57 |
| 4.8  | Reichweite und Wirkungsgrad des Vorderachsantriebes mit 2-Gang-Getriebe . . . . .  | 58 |
| 4.9  | Schema für die Ermittlung des Zusatzverbrauch durch Lastpunktverschiebung . . . . .  | 62 |
| 4.10 | Energiekostenfaktor im Standardhybrid . . . . .  | 64 |
| 4.11 | Energiekostenfaktor im Vorderachshybrid mit Lastpunktverschiebung über die Straße . . . . .  | 65 |
| 4.12 | Energiekostenfaktor für ein Vorderachshybridfahrzeug mit Kurbelwellenstartergenerator . . . . .  | 66 |
| 4.13 | Antriebsstrangwirkungsgrad und Energiekostenfaktor (EKF) für Lastpunktverschiebung bei Konstantfahrt mit 50 km/h . . . . .   | 67 |
| 4.14 | Mehrverbrauch bei einem Wechsel zwischen elektrischem Fahren und Hybridbetrieb mit konstantem Vorderachsmoment . . . . .   | 68 |
| 4.15 | Verlustrückteilung bei Lastpunktverschiebung (6 kW Batterieladeleistung) . . . . .   | 69 |

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 4.16 | Verbrauchsvorteil des Hybridantriebsstranges bei Konstantfahrt . . . . .   | 71  |
| 4.17 | Vergleich der Hybridkonzepte bei Konstantfahrt . . . . .   | 72  |
| 4.18 | Schema zur grundsätzlichen Überlegung zur Rekuperation . . . . .   | 73  |
| 4.19 | Theoretische Verbrauchseinsparung durch Rekuperation auf Basis der Überlegungen in Abschnitt 4.5 . . . . .   | 75  |
| 4.20 | Rekuperationspotenziale von ausgewählten Fahrprofilen . . . . .  | 76  |
| 4.21 | Einfluss der Bremskraftverteilung auf die Rekuperation beim Vorderachs-hybrid . . . . .  | 77  |
| 4.22 | Berechnungsbeispiel für den Wirkindex . . . . .  | 80  |
| 4.23 | Relative Zeitanteile der Hybridzustände ausgewählter Fahrprofile . . . . .   | 81  |
| 5.1  | Vergleich der Basisbetriebstrategie mit zwei weiteren Strategien zur Reduktion von Motorstarts im NEFZ . . . . .   | 84  |
| 5.2  | Energiekostenfaktoren in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für einen Achshybrid mit Riemenstartergenerator (RSG) . . . . .  | 86  |
| 5.3  | Einsparpotenziale für den Kraftstoffverbrauch durch die strategische Achs-abkopplung am Beispiel des NEFZ für Varianten des VA-Hybrids . . . . .                                     | 87  |
| 5.4  | Drehmomentverläufe und Schaltbereiche der E-Maschine in beiden Gängen des Vorderachsgetriebes . . . . .  | 88  |
| 5.5  | Lastabhängige optimale geschwindigkeitsabhängige Schaltschwelle für ein Vorderachsgetriebe . . . . .   | 91  |
| 5.6  | Anteile der spezifischen Verbräuche bei Zylinderabschaltung des konventionellen Basisfahrzeuges . . . . .  | 92  |
| 5.7  | Darstellung der Betriebsbereiche mit Zylinderabschaltung für ein Standard-hybridfahrzeug . . . . .   | 93  |
| 5.8  | Schema zur Erweiterung der Zylinderabschaltung mit einer Assistfunktion im Hybridfahrzeug anhand von Willanslinien . . . . .   | 94  |
| 5.9  | Prinzipbild einer Zylinderabschaltung mit E-Maschinen-Assist bei Konstantfahrt . . . . .   | 97  |
| 5.10 | Verbrauchspotenziale der Zylinderabschaltung mit E-Maschinen-Assist bei Konstantfahrten mit Geschwindigkeiten von 155 km/h bis 170 km/h . . . . .                                    | 98  |
| 5.11 | Verbrauchspotenziale von Turbo-Downsizing und Zylinderabschaltung im Hybridfahrzeug . . . . .  | 99  |
| 5.12 | Vergleich der Verbrauchspotenziale des 3-Zylinder-Motors in dem konventionellen Basisfahrzeug und im Hybridfahrzeug . . . . .  | 100 |
| 5.13 | Vergleich der Höchstgeschwindigkeit (links) und des Beschleunigungsvermögens (rechts) des Hochaufladekonzeptes für das konventionelle Basisfahrzeug und das Hybridfahrzeug . . . . . | 101 |
| 5.14 | Schematische Darstellung einer Bank eines 6-Zylinder-Biturbo-Motors mit Wastegate-Turbine . . . . .  | 102 |
| 5.15 | Kennfeld für die zusätzlich durch die Wastegate-Turbine generierte Leistung  | 104 |
| 5.16 | Schema verschiedener Assist-Strategien mit Wastegate-Turbine . . . . .   | 105 |
| 5.17 | Schema der Energieströme bei Lastpunktabsenkung . . . . .  | 106 |
| 5.18 | Kennfeld für die optimierten Motormomente bei Lastpunktabsenkung . . . . .   | 107 |



|      |  |     |
|------|--|-----|
| 5.19 | Normierte Verbrauchswerte bei Konstantfahrten mit verschiedenen Geschwindigkeiten für Sportwagenhybrid mit und ohne Wastegate-Turbine . . . . .  | 108 |
| 6.1  | Kombinationsmöglichkeiten der untersuchten Hybridkonzepte . . . . .  | 110 |
| 6.2  | Vergleich von Geschwindigkeit, Differenzgeschwindigkeit, Batterieladezustand und Boostaktivität von Vorderachshybrid und Standardhybrid im Rennbetrieb auf dem Nürburgring . . . . .         | 113 |
| 6.3  | Schema für die entwickelte vereinfachte Boost-Strategie . . . . .  | 114 |
| 6.4  | Beispiel für den Boostverlauf auf einem Streckenabschnitt des Nürburgringes unter Verwendung der vereinfachten Booststrategie . . . . .  | 117 |
| 6.5  | Übersicht über alle auf der Rundstrecke untersuchten Antriebsstränge . . . . .   | 122 |
| 6.6  | Einfluss des Ladezustandsunterschiedes auf die Rundenzeit . . . . .  | 124 |
| 6.7  | Verbrauchsänderung eines Vorderachshybrids mit E-Maschinen unterschiedlicher Leistungen während Fahrten mit und ohne Boost im Vergleich zum konventionellen Basisfahrzeugs . . . . .         | 126 |
| A.1  | Schematische Darstellung eines modellierten Spannungssprunges . . . . .  | 138 |
| A.2  | Modell für die Verlustanteile im Doppelkupplungsgetriebe . . . . .   | 140 |
| A.3  | Radialwellendichtringe und Drehdurchführungen in einem Doppelkupplungsgetriebe . . . . .   | 141 |
| A.4  | Abgleich des Gesamtverlustmomentes der Radialwellendichtringe und druckbehafteten Drehdurchführungen mit Messungen am Doppelkupplungsgetriebe  | 142 |
| A.5  | Modell zur Berechnung des Kupplungsschleppmomentes unter Berücksichtigung der Abhängigkeit vom Kühllvolumenstrom, der Öltemperatur, der Abtriebsdrehzahl und der Differenzdrehzahl . . . . . | 145 |
| A.6  | Abgleich des Kupplungsschleppmodells mit Messungen auf dem Komponentenprüfstand . . . . .  | 146 |
| A.7  | Verteilungsfunktion für die Gewichtung der EKF-Werte . . . . .   | 148 |
| A.8  | Schaltstrategien des Vorderachsgetriebes im NEFZ . . . . .   | 149 |
| A.9  | Verbrauchsvorteil des Standardantriebsstranges bei Konstantfahrt . . . . .   | 150 |
| A.10 | Verbrauchsvorteil des Achsybridantriebsstranges bei Konstantfahrt, Gang bei elektrischer Fahrt mitgeführt . . . . .  | 150 |
| A.11 | Verbrauchsvorteil des Achsybridantriebsstranges bei Konstantfahrt, Gang bei elektrischer Fahrt ausgelegt . . . . .   | 151 |
| A.12 | SOC-Verläufe mit und ohne Booststrategie . . . . .   | 151 |

# Tabellenverzeichnis

|     |  |     |
|-----|--|-----|
| 1.1 | Anforderungen an Straßenfahrzeuge, Rennfahrzeuge und sportliche Fahrzeuge  | 7   |
| 2.1 | Bewertung verschiedener Antriebsstrangtopologien für einen Parallelhybrid  | 14  |
| 2.2 | Bewertung verschiedener Antriebsstrangtopologien für einen Parallelhybrid mit Zugkraftaddition   | 17  |
| 2.3 | Bewertung der Antriebsstrangtopologie eines seriellen Hybrids  | 18  |
| 3.1 | Mögliche Betriebszustände einer Doppelkupplung   | 25  |
| 4.1 | Antriebswirkungsgrad von Standardhybrid und Achshybrid bei elektrischer Fahrt unter verschiedenen Betriebszuständen in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit                                | 56  |
| 4.2 | Energieverbrauch von Achshybrid mit 2-Gang-Getriebe und Standardhybrid bei elektrischer Fahrt in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit  | 59  |
| 5.1 | Relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs des Prototyps bei verschiedenen Betriebsstrategien  | 85  |
| 5.2 | Relative Kraftstoffverbrauchsänderung für einen Vorderachshybrid mit und ohne Riemenstartergenerator (RSG) bei verschiedenen Betriebsstrategien  | 85  |
| 5.3 | Relative Kraftstoffverbrauchsänderung im NEFZ bei verschiedenen Schaltstrategien für das Vorderachsgetriebe (Simulation)   | 90  |
| 6.1 | Beispiel für die Anpassung des Nutzindex an geändertes Fahrverhalten mittels der Booststrategie  | 116 |
| 6.2 | Relative Schwerpunktsverlagerung des Vorderachs- und Standardhybrids gegenüber dem konventionellen Fahrzeug  | 118 |
| 6.3 | Einfluss der Batterielage auf die relativen Rundenzeitergebnisse des Vorderachs- und Standardhybrids im Vergleich zum konventionellen Basisfahrzeug  | 119 |
| 6.4 | Energiebilanz der verschiedenen Hybridfunktionen des Vorderachs- und Standardhybrids in Abhängigkeit von der Batterielage  | 120 |
| 6.5 | Vergleich der relativen Rundenzeitergebnisse des Vorderachshybrids mit Lastpunktverschiebung (LPV) mit dem konventionellen Basisfahrzeug und dem Standardhybrid ohne Lastpunktverschiebung | 121 |
| 6.6 | Rundenzeitergebnisse des Vorderachshybrids mit einem 10 kW Hochvoltgenerator in Abhängigkeit von der Batterielage  | 122 |

|   |     |
|---|-----|
| A.1 Technische Daten und Modellparameter der Batterie . . . . .   | 140 |
| A.2 Relevante Kennzahlen für ausgewählte gesetzliche und Realzyklen, Real-<br>fahrten und Extremprofile . . . . . | 152 |

# 1 Einleitung

Die Verfügbarkeit ausreichender und flexibler Personentransportmöglichkeiten ist von großer Bedeutung für die Funktion einer modernen arbeitsteiligen Volkswirtschaft sowie für die internationale Wettbewerbsfähigkeit. Darüber hinaus ist insbesondere die persönliche Mobilität ein wichtiges Kennzeichen für den Wohlstand einer Gesellschaft. Etwa 80 % der

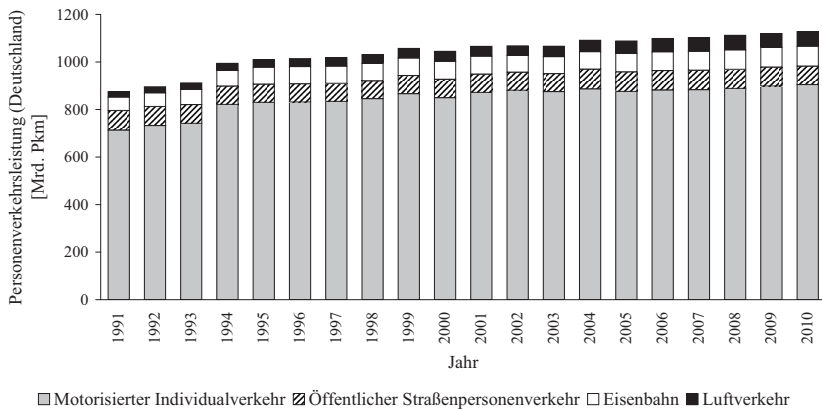


Abbildung 1.1: Personenverkehrsleistung nach Verkehrsmitteln [BMVBS12]

Personenverkehrsaktivität in Deutschland wird mit dem PKW bewältigt (Abbildung 1.1). Daher ist ein erheblicher Teil aller vom Verkehr verursachten Lärm-, CO<sub>2</sub>- und Schadstoffemissionen den PKWs geschuldet. Es ist daher sinnvoll, die Emissionen der PKW durch geeignete Maßnahmen zu senken. Durch den großen Anteil an der Personenverkehrsleistung können vor allem über Fahrzeuge mit hohen Stückzahlen nennenswerte Einsparungen an Emissionen erzielt werden. Die Senkung der Emissionen und des Kraftstoffverbrauches wird dabei im Wesentlichen durch drei Rahmenbedingungen vorangetrieben:

- gesetzliche Vorgaben
- Umweltschutz
- sich verschärfende Rohstoffknappheit und damit verbundene Preisentwicklungen.

Zusätzlich steht das Automobil jedoch für Unabhängigkeit, verkörpert bestimmte Lebenseinstellungen und dient als Statussymbol [Pointer04, Dudenhöffer04]. Diese Eigenschaften treffen besonders auf sportliche Fahrzeuge zu. Weil sie jedoch nur in geringen Stückzahlen

produziert werden, ist die Auswirkung von verbrauchssenkenden Maßnahmen, bezogen auf die gesamte Verkehrsaktivität, nur gering. Andererseits wird sportlichen Fahrzeugen aufgrund ihres Designs und der Fahrleistungen besondere Aufmerksamkeit geschenkt. Sportliche Fahrzeuge und Fahrzeuge der Oberklasse werden zudem als Erste mit innovativen Technologien ausgestattet, bevor diese Eingang in die Mittelklasse finden. Durch ihre spezifischen Eigenschaften, Alleinstellungsmerkmale und Fahrleistungen lenken sie das Interesse stärker auf sich als die Masse der durchschnittlichen Fahrzeuge. Auch werden sie häufig von weithin bekannten Persönlichkeiten wie z. B. Politikern, Stars, Fußballern und Künstlern gefahren. Diese wiederum haben Vorbildfunktion und ihr Verhalten wird von der Öffentlichkeit besonders aufmerksam und kritisch beobachtet.

Zwar ist es schon allein aufgrund der strengen Abgasgesetze unvermeidlich, den Verbrauch auch für Sportwagen mit ihrer relativ geringen Personenverkehrsleistung zu senken. Aber darüber hinaus ist eine Verbesserung der Umweltbilanz und Verkleinerung des vielzitierten CO<sub>2</sub>-Fußabdrucks auch wünschenswert, um die soziale Akzeptanz dieser Fahrzeuge zu erhalten.

In Abbildung 1.2 sind die Verbräuche von Sport- und Kleinwagen auf Basis der EU-Vorschrift ECE-R-101 über deren Beschleunigungszeiten von Null auf 100 km/h dargestellt. In der Darstellung werden die divergierenden Anforderungen an zukünftige sportliche Fahrzeugkonzepte ersichtlich: Sie müssen bei weiterer Verbesserung der Fahrleistungen den Verbrauch von sparsamen Kleinwagen erreichen.

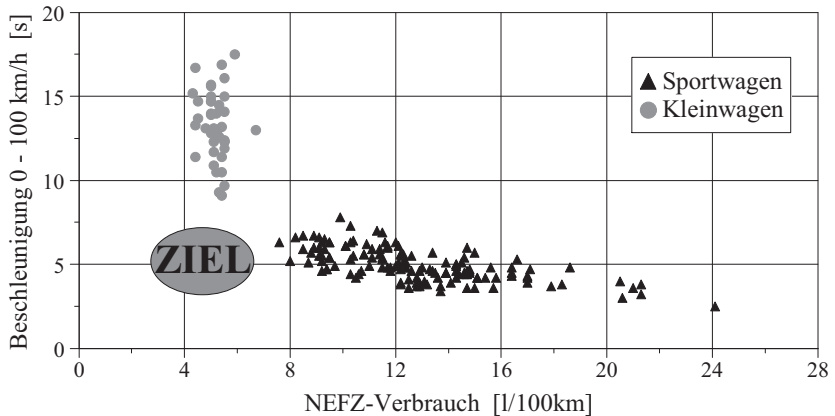


Abbildung 1.2: Beschleunigung von Null auf 100 km/h in Abhängigkeit vom Typisierungsverbrauch nach ECE-R-83 von Sport- und Kleinwagen

## 1.1 Stand der Technik

Die Entwicklung sportwagenrelevanter Fahrzeugparameter wird anhand des Porsche 911 Carrera S betrachtet. Abbildung 1.3 zeigt die Entwicklung von Fahrzeugkennwerten für dieses Modell von 1965 bis 2012. Es ist zu erkennen, dass der Kraftstoffverbrauch - bei verbesserter Fahrzeugbeschleunigung - von 15,5 l/100 km im Jahr 1966 bis auf 9,5 l/100 km im Jahr 2012 gesunken ist.

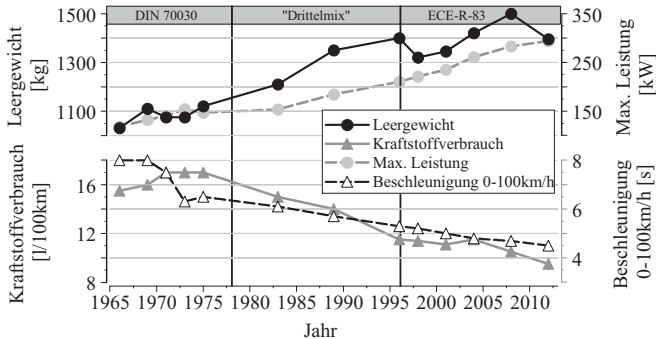


Abbildung 1.3: Änderung des Kraftstoffverbrauchs, Leergewichts und der Beschleunigung und maximalen Leistung am Beispiel des Porsche 911 Carrera S von 1965 bis 2011

Sowohl Motorleistung als auch Fahrzeuggewicht stiegen von 1966 bis 2012 kontinuierlich an, weil die Anforderungen an Komfort, Performance, Sicherheit (Airbags, Antiblockiersysteme etc.) und Zusatzfunktionen (Entertainment) ebenfalls wuchsen und zusätzliche oder geänderte Komponenten notwendig machten. Dennoch konnten die Fahrzeugparameter „Verbrauch und Beschleunigung“ durch den Einsatz neuer Technologien (z. B. Benzindirekteinspritzung und Doppelkupplungsgetriebe) ebenfalls kontinuierlich verbessert werden. Die Fahrzeugkennwerte wurden weiter durch die Einführung des wassergekühlten Motors (Porsche 911 Carrera, Typ 996) und der Start-Stopp-Automatik (Porsche 911 Carrera, Typ 991) verbessert. Die Fahrzeugausmaße nahmen ebenfalls zu (in Abbildung 1.3 nicht dargestellt), weil die neuen Komponenten entsprechenden Bauraum benötigten. Während die Breite eines Porsche 911 Carrera in den 1970er Jahren bei ca. 1652 mm lag, ist der aktuelle Porsche 911 Carrera (Typ 991) um 9 % (1808 mm) breiter und auch um ca. 5 % länger; nur die Höhe blieb in etwa gleich. Ohne Ausgleich durch zusätzliche Leichtbaumaßnahmen tragen diese größeren Ausmaße ebenfalls zum Mehrgewicht bei.

Neben der Weiterentwicklung und Effizienzsteigerung der Antriebsstrangkomponenten, ist die „Hybridisierung des Antriebsstranges“ ein weiterer Schritt zur Senkung des Kraftstoffverbrauches. Der Toyota Prius ist ein Beispiel für ein Hybridfahrzeug der Mittelklasse. Er ist bereits seit 1997 erhältlich und hat in der dritten Generation einen Kraftstoffverbrauch von 3,9 l/100km im Neuen Europäischen Fahrzyklus nach 93/116/EWG(NEFZ).

Aber auch für sportliche Fahrzeuge wurden bereits Konzepte vorgestellt. Der Fisker Karma ist ein serieller Plug-in-Hybrid mit zwei elektrischen Antriebsmaschinen. Sie besitzen zusammen eine Leistung von insgesamt ca. 300 kW. Zusätzlich verfügt das Fahrzeug über einen 125 kW Generator, der von einem 4-Zylinder-Ottomotor mit 1998 ccm Hubraum angetrieben wird. Der Kraftstoffverbrauch wird mit 2,2 l/100 km angegeben. Die Beschleunigung von Null auf 100 km/h liegt bei 6,6 s. Aufgrund seiner System- und Fahrleistungen ist er der sportlichen Fahrzeugklasse zuzuordnen. Das Gewicht von 2404 kg sowie das Fahrzeugkonzept sprechen jedoch mehr für den Vergleich mit einem Porsche Panamera, einem BMW 7er oder einer Mercedes S-Klasse.

BMW stellte bereits 2009 das Konzept i8 für sportliche Hybridfahrzeuge vor. Dieses Fahrzeug verfügt über einen 1,5-l-Dreizylinder-Turbodieselmotor mit einer Leistung von 120 kW und zwei E-Maschinen. Die E-Maschine an der Vorderachse verfügt über 60 kW Leistung und diejenige am Doppelkupplungsgetriebe über 25 kW. Die Länge von 4600 mm und das Gewicht von 1395 kg entsprechen den Kennwerten eines sportlichen Fahrzeugs.

Der Porsche 997 GT3 R Hybrid verfügt über einen 6-Zylinder Boxermotor mit einer Leistung von 353 kW, die von zwei Elektromotoren an der Vorderachse mit insgesamt 120 kW Leistung ergänzt wird. Ein Schwungrad dient als Energiespeicher. Da es sich bei diesem Fahrzeug um ein reines Rennfahrzeug handelt, sind keine Verbrauchswerte bekannt.

Zusätzlich veröffentlichte Porsche 2010 die Konzepte für die beiden Hybrid-Supersportwagen 918 Spyder und 918 RSR. Beim 918 Spyder handelt es sich um ein Plug-In-Hybrid mit einer Systemleistung von über 700 PS. Der Verbrauch nach EU-Richtlinie R-101 liegt bei 3,0 l/100 km. Er setzt sich aus dem Verbrauch mit leerer Batterie und der Reichweite zusammen, die rein elektrisch zurückgelegt werden kann (vgl. [Nations05]). Die Serienfertigung startet 2013.

Der Anteil der elektrischen Systemleistung an der Gesamtsystemleistung liegt im Bereich von etwa 25 % bis hin zu über 60 %. Die Steigerung der Fahrzeugleistung wird in diesen Beispielen durch einen leistungsstarken elektrischen Antrieb erreicht. Die Ausrüstung eines Sportwagens mit einem Hybridantriebsstrang bringt jedoch ein Mehrgewicht mit sich. Dies ist gerade bei sportlichen Fahrzeugen von Bedeutung, da sie konsequent auf Leichtbau ausgelegt werden, um eine entsprechende Fahrzeugdynamik und Performance zu ermöglichen. Am Beispiel des BMW i8 und des 918 Spyder wird deutlich, dass das Mehrgewicht aufgrund der zusätzlichen Komponenten mit extremen Leichtbau kompensiert werden musste. Bei beiden Fahrzeugen wurden unter anderem Kohlefaserstrukturen eingesetzt und damit der Antriebsstrang zu großen Teilen neu konzipiert. Im Gegensatz dazu spart die Konzeption eines Hybridantriebsstranges aus einem bestehenden Fahrzeugkonzept heraus Kosten und Entwicklungsaufwand. Durch die Integration in die vorhandene Konstruktion gehen jedoch Freiheitsgrade bei der Auslegung und Dimensionierung verloren.

Ein Ziel ist es daher, das bestehende Fahrzeugkonzept nur so wenig wie möglich durch zusätzliche Komponenten zu belasten. Trotzdem muss ein sportliches Hybridfahrzeug sowohl die Anforderungen an ein Sportwagen als auch die an ein Hybridfahrzeug bestmöglich erfüllen.

## 1.2 Anforderungen an sportliche Fahrzeuge

Sportliche Fahrzeuge sind aufgrund ihres Antriebsstranges, ihrer Motorisierung, der Aerodynamik und Fahrwerksabstimmung für den Einsatz in Rennen und für Rundstrecken geeignet. Im Unterschied zu Rennwagen besitzen sie jedoch ein Mindestmaß an Alltags-tauglichkeit sowie eine Zulassung für den öffentlichen Straßenverkehr. [Trzesniowski08] hat die Anforderungen an Straßenfahrzeuge und Rennfahrzeuge zusammengestellt. Sie sind in Tabelle 1.1 aufgelistet und wurden im Rahmen dieser Arbeit um die Anforderungen an sportliche Fahrzeuge ergänzt. Aus der Zusammenstellung in Tabelle 1.1 geht hervor, dass ein sportliches Fahrzeug die Anforderungen eines Straßenfahrzeuges und eines Rennfahrzeuges gleichermaßen erfüllen muss. Es muss hohe Geschwindigkeiten und Beschleunigungen realisieren können und zusätzlich die hohen Anforderungen an Zuverlässigkeit und Haltbarkeit erfüllen. Im Unterschied zu Rennfahrzeugen wird ein Sportfahrzeug jedoch nicht immer im Rennbetrieb gefahren. Die Abbildung 1.4 zeigt die Häufigkeitsverteilung der während 625 Betriebsstunden unter Kundenbetriebs- und Testfahrerbedingungen durchgeführten Messungen zur Ermittlung der abgeforderten Motorleistung. Für ca. 80 % bis 90 % der Fahrsituationen (je nach Fahrverhalten) ist eine Motorleistung von 50 kW ausreichend. Die maximal verfügbaren 294 kW werden sogar im Fahrzeugbetrieb ohne Geschwindigkeitsbegrenzung auf deutschen Autobahnen nur selten gefordert. Die Zeitan-teile liegen unter 0,18 % im Testfahrerdauerlauf und unter 0,01 % im kundenrelevanten Betrieb.

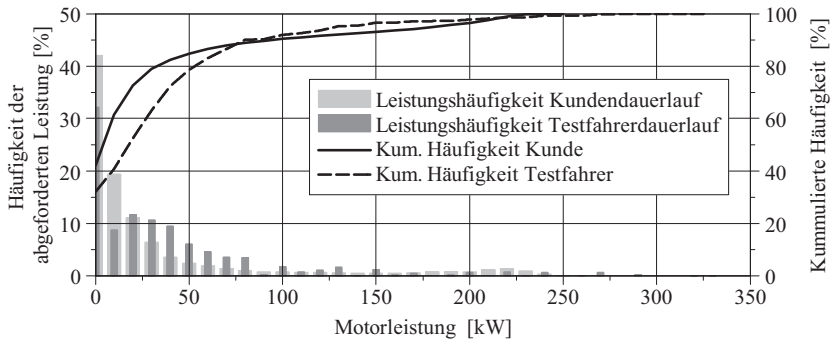


Abbildung 1.4: Häufigkeitsverteilung der während 625 Betriebsstunden abgeforderten Motorleistung unter Kundenbetriebs- und Testfahrerbedingungen

Die maximal mögliche Beschleunigung ist ein weiteres wichtiges Kriterium für ein sportliches Fahrzeug. Sie verleiht dem Fahrzeug die Dynamik, mit der es sich von regulären Straßenfahrzeugen abheben kann.

In Abbildung 1.5 sind die relativen Beschleunigungshäufigkeiten eines Sportwagens in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für 625 h im Kundenbetrieb dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die verfügbare hohe Beschleunigung bei niedrigen Geschwindigkeiten



nur selten abgerufen wurde. Im Geschwindigkeitsbereich unter 120  $\text{km/h}$  sind 50 % der Beschleunigungsvorgänge kleiner als  $2 \text{ m/s}^2$ .

Höhere Beschleunigungen und Leistungen werden im realen Fahrbetrieb nur selten benötigt. Dennoch muss ein sportliches Fahrzeug überdurchschnittliche Fahrleistungen, Beschleunigungen und Maximalgeschwindigkeiten erbringen können und der Antriebsstrang auf diese maximale Antriebsleistung ausgelegt sein, obwohl er im Teillastbetrieb häufig nur mit geringen spezifischen Wirkungsgraden betrieben wird. Auch alle weiteren Antriebs-

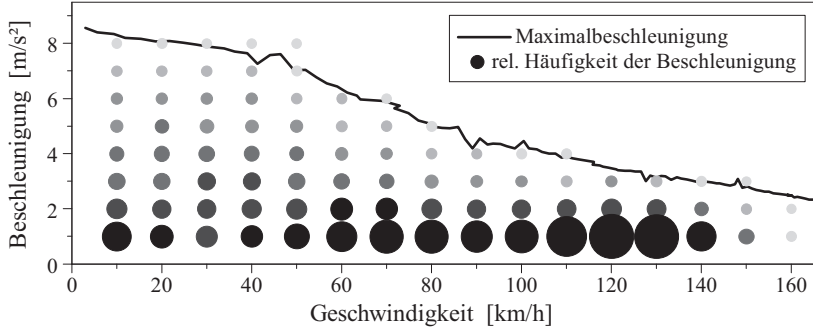


Abbildung 1.5: Häufigkeitsverteilung von Beschleunigungen während 625 Betriebsstunden unter Kundenbetriebsbedingungen

strangkomponenten müssen für die nur selten genutzte hohe Leistung ausgelegt werden. Sie sind damit für den Großteil der während des Fahrzeugbetriebes gefahrenen Betriebspunkte überdimensioniert.

Tabelle 1.1: Anforderungen an Straßenfahrzeuge, Rennfahrzeuge (vgl. [Trzesniowski08]) und sportliche Fahrzeuge

| Anforderung                      | Straßenfahrzeug   | Rennfahrzeug  | sportliches Straßenfahrzeug                                      |
|----------------------------------|---|---|--|
| <b>Sicherheit</b>                | hoch, Verkaufsargument  | Reglementbedingt  | hoch, kein vorrangiges Verkaufsargument                          |
| <b>Komfort</b>                   | hoch, Verkaufsargument  | unwichtig; teilweise sogar unerwünscht  | mittel   |
| <b>Styling</b>                   | wichtig, Verkaufsargument   | eher unwichtig, Bedeutung für Sponsoren und Privatfahrer                                | wichtig, Verkaufsargument  |
| <b>Lebensdauer</b>               | 10 - 15 Jahre   | 1 - 3 Jahre, je nach Kategorie und Eigentümer   | tendenziell länger als 10 - 15 Jahre                             |
| <b>Kosten</b>                    | wichtig, Wirtschaftlichkeit   | eher unwichtig, abhängig vom Eigentümer   | weniger wichtig  |
| <b>Einsatztermine</b>            | wichtig, aber nicht fest  | wichtig und unverschiebbar  | wichtig, aber nicht fest   |
| <b>Gesetzliche Anforderungen</b> | viele, länderspezifisch   | ein Reglement für jede Kategorie  | viele, länderspezifisch  |
| <b>Planungszeitraum</b>          | 3 - 5 Jahre und mehr  | oft unter einem Jahr  | ähnlich Straßenfahrzeug  |
| <b>Produktionsvolumen</b>        | sehr hoch   | Einzelstücke, Kleinstserien   | geringe Stückzahlen, Kleinserien                                 |
| <b>Wartung</b>                   | eher selten, gesetztesbedingt   | sehr häufig, meist vor und nach jedem Lauf  | je nach Einsatzzweck Kombination aus Straßen- und Rennfahrzeugen |
| <b>Reparatur</b>                 | in Fachwerkstätten unter relativ geringem Zeitdruck mit allen Werkzeugen und Maschinen, die erhältlich sind | an der Rennstrecke unter hohem Zeitdruck und nur mit erlaubten bzw. vorhandenen Mitteln | je nach Einsatzzweck Kombination aus Straßen- und Rennfahrzeug   |
| <b>Benutzer</b>                  | Allgemeinheit, nicht speziell geschult  | ausgewählter Personenkreis, meist professionelle Nutzer                                 | Allgemeinheit, z. T. speziell geschult                           |
| <b>Bauartgeschw.</b>             | teilweise bis max. 250 km/h; durchschnittliche  | über 350 km/h; höchste  | bis über 300 km/h  |
|                                  | Einsatzgeschwindigkeit wesentlich geringer  | Einsatzgeschwindigkeiten angestrebt   |  |
| <b>Nachtauglichkeit</b>          | wichtig: Beleuchtung, Instrumentenbeleuchtung   | nur bei Rallyefahrzeugen und Langstreckenrennwagen                                      | wie Straßenfahrzeug  |
| <b>Wintertauglichkeit</b>        | wichtig: Startverhalten, Heizung, Belüftung, Reifen, Schneeketten   | außer bei Rallyefahrzeugen nicht erforderlich   | wie Straßenfahrzeug  |

## 1.3 Kundenansprüche an Hybridfahrzeuge

Einen Beitrag zur Definition der Kundenanforderungen gaben [Vyas97]. Auf Basis einer Befragung wurde erarbeitet, welche Kriterien bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen als wichtig erachtet werden. Die Abbildung 1.6 zeigt die prozentualen Anteile der Themenschwerpunkte ausgewählter Literatur über Hybridfahrzeuge. Effizienz und Emissionen sind mit insgesamt 60 % mit Abstand die am häufigsten berücksichtigten Aspekte.

In der Literatur werden Verbrauchsvorteile von teilweise über 30 % gegenüber dem konventionellen Basisfahrzeug angegeben. Zusätzlich wird die Dynamik der Fahrzeuge in der Literatur z. T. erheblich gesteigert.

Weitere Schwerpunkte sind die Akzeptanz und der Verbrauchsvorteil von Hybridfahrzeugen sowie die gesetzlichen Vorschriften und die Hemmnisse für eine erfolgreiche Vermarktung. Neben der Effizienz, sind also Kundennutzen und gesetzliche Rahmenbedingungen weitere wichtige Faktoren für den Erfolg eines Hybridfahrzeuges. Beispiele dafür sind Strafsteuern verschiedener Länder für Fahrzeuge mit einem zu hohen Verbrauch. Hier wird eine Hybridisierung, auch von sportlichen Fahrzeugen, zunehmend interessant und rentabel.

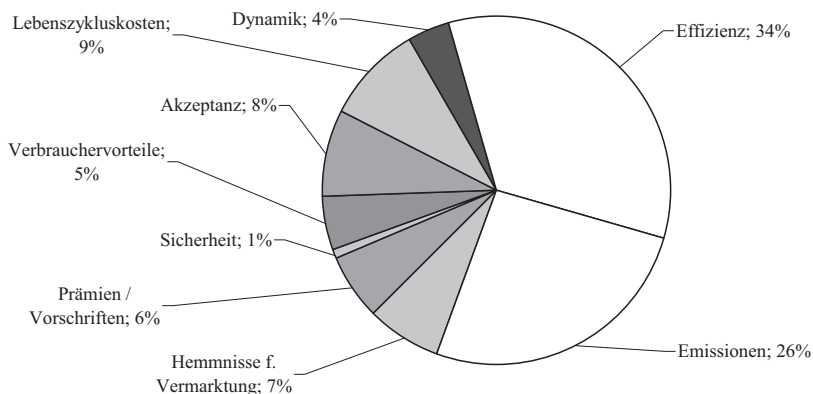


Abbildung 1.6: Übersicht über die Themenschwerpunkte der 339 ausgewerteten Literaturquellen über Hybridfahrzeuge

## 1.4 Anforderungen an ein zukünftiges Konzept für ein sportliches Hybridfahrzeug

Die in den Abschnitten 1.2 und 1.3 dargelegten Daten zeigen, dass an Sport- und Hybridfahrzeuge divergierende Anforderungen gestellt werden. Bei Hybridfahrzeugen stehen Ak-

zeptanz, Kundennutzen und Kraftstoffverbrauch im Vordergrund, bei Sportwagen hingegen die Fahrzeugperformance.

Die Hybridisierung eines Sportwagens verschärft den Widerspruch zwischen hoher Fahrleistung und möglichst geringem Verbrauch. Die für die Hybridisierung unvermeidliche Erhöhung des Fahrzeuggewichtes zehrt einen Teil der zusätzlichen Leistung wieder auf und erhöht den Energieverbrauch. Generell steht bei der Hybridisierung von Fahrzeugen die Effizienz im Vordergrund. Ausgehend von diesem Leitgedanken sollte ein sportliches Hybridfahrzeug die folgenden Anforderungen erfüllen:

- Verbrauchseinsparung von mindestens 30 % im NEFZ im Vergleich zum konventionellen Basisfahrzeug.
- Auslegung als Vollhybrid mit allen gängigen Hybridbetriebsmodi, um eine maximale Kraftstoffeinsparung zu erzielen.
- Die zusätzliche Leistung durch die Hybridisierung sollte das Mehrgewicht kompensieren, um eine dem konventionellen Basisfahrzeug vergleichbare Fahrleistung zu erreichen.
- Das Fahrzeug sollte auch für den Einsatz im sportlichen Fahrbetrieb auf der Rundstrecke tauglich sein.

Diese Anforderung lagen der Zielsetzung der vorgelegten Arbeit zugrunde.

## 1.5 Ziel der Arbeit und methodisches Vorgehen

Ziel dieser Arbeit war es, einen Antriebsstrang für ein sportliches Hybridfahrzeug zu konzipieren. Der Kraftstoffverbrauch sollte signifikant um ca. 30 % gesenkt werden und die Fahrzeugperformance mindestens auf dem Niveau des Basisfahrzeuges liegen. Es sollte ein sinnvoller Kompromiss zwischen notwendigem Mehrgewicht und installierter Zusatzleistung gefunden werden.

Das System sollte in das bestehende Basisfahrzeug integrierbar sein, um eine zeitaufwendige und teure Neuentwicklung eines speziell für Hybridfunktionalitäten optimierten Antriebsstranges zu vermeiden. Zweckmäßig wäre eine Art Baukastensystem, welches eine einfache Integration der neuen elektrischen Komponenten erlaubt. Die Vorteile dieses Vorgehens liegen im geringeren Entwicklungsaufwand und der höheren Kundenakzeptanz. Das einem konventionellen Fahrzeug ähnelnde Fahrgefühl wird als positiv empfunden, weil der Charakter des sportlichen Fahrzeuges erhalten bleibt.

### Methodisches Vorgehen

Die Ausarbeitung und Untersuchung des Konzeptes hinsichtlich Verbrauch und Fahrleistung erfolgte mit den Simulationsumgebungen „Cruise“, Version 2007 der „Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List GmbH (AVL)“ und Matlab/Simulink (Ver. R2007b) der Mathworks Corporation. Diese Programme wurden für die Untersuchungen im Rahmen der Arbeit um zusätzliche Modellierungen und Funktionen erweitert und mit Simulations-

ergebnissen aus anderen Simulationsumgebungen (z. B. Contec's Simdrive 3D oder AVL Boost) ergänzt. Zusätzlich wurden die Simulationsmodelle mit Messungen eines umgesetzten Prototypen abgeglichen.

Nach [Seiffert08] oder [Schulz10] stehen generell verschiedene methodische Werkzeuge zur Verfügung, um für ein multidimensionales Zielsystem eine optimale Lösung zu finden. Eine Möglichkeit besteht darin, die Lösungsvarianten mit Hilfe einer Nutzwertanalyse in eine Rangfolge zu bringen. Hierbei wird den Varianten für jedes der zuvor ermittelten und gewichteten Kriterien ein Nutzwert zugeordnet. Dieses Vorgehen führt jedoch nur dann zu einem guten Ergebnis, wenn die Eigenschaften der betrachteten Varianten hinreichend genau bekannt sind. Hybridkonzepte mit einem komplexen und derzeit nicht vollständig vorhersagbaren Verhalten entziehen sich gegenwärtig noch der Beurteilung durch eine Nutzwertanalyse.

Ein weiteres Werkzeug bei der Suche nach der optimalen Lösung, ist die mathematische Optimierung. Wenn es eine geschlossene analytische Beschreibung eines Systems gibt, kann die beste Lösung gefunden werden. Für einzelne Eigenschaften von Hybridstrukturen existieren bereits funktionale Beschreibungen. Allerdings gibt es keine vollständige mathematische Abbildung eines Hybridfahrzeugs mit allen für die hier bearbeitete Fragestellung relevanten Eigenschaften. Die Schwierigkeit eines Vergleichs der verschiedenen Konzepte liegt in der Vielzahl an Freiheitsgeraden. Jede Antriebsstrangtopologie beinhaltet Variationsmöglichkeiten (z. B. Leistung, Anzahl der E-Maschinen, Art der Anbindung, Übersetzungen und Trennelemente) und jede der möglichen Kombinationen kann mit unterschiedlichen Betriebsstrategien betrieben werden. Da die Betriebsstrategie ihrerseits einen wesentlichen Einfluss auf die Parameter Effizienz, Komfort und Sportlichkeit besitzt, muss sie für jede Variante optimiert werden. Ohne Optimierung könnte selbst eine vorteilhafte Topologie bei ungeeigneter Betriebsführung einer schlechteren Topologie mit zufällig zweckmäßiger Steuerung unterlegen sein.

Aus den genannten Gründen erfolgte daher in Anlehnung an [Seiffert08] eine dreistufige Optimierung des entwickelten Konzeptes:

- Topologieoptimierung
- Parameteroptimierung
- Optimierung der Betriebsstrategie.

Kapitel 2 steht unter dem Aspekt der *Topologieoptimierung*. Die Topologieoptimierung liefert mögliche Designvorschläge. Es wird insbesondere der zur Verfügung stehende Bau-raum sowie die Möglichkeit der Integration und der Anbindung der zusätzlichen Komponenten in das bestehende System betrachtet. Die Optimierung erfolgt im Hinblick auf die gewünschten Funktionalitäten, die das Hybridfahrzeug später besitzen soll. So kann sich beispielsweise aus der geforderten Wiederstartfunktion für den Verbrennungsmotor, die Notwendigkeit einer zusätzlichen elektrischen Maschine in Nähe zum Verbrennungsmotor ergeben. Darüber hinaus werden Randbedingungen, wie z. B. die Grenzwerte für die Fahrzeuggewichtsverteilung, einbezogen.

Für die Optimierung der Parameter und der Betriebsführung war es notwendig, zunächst die Simulationsumgebung auszuwählen und anzupassen, um eine ausreichend genaue Abbildung der zentralen Antriebskomponenten zu erhalten und die Betriebsstrategiefunktionen zur Steuerung des Fahrzeugmodells zu integrieren (vgl. Kapitel 3).

In die *Parameteroptimierung* gingen die Topologie und Komponenteneigenschaften im Wesentlichen als feste Bedingungen ein. Lediglich leichte Variationen wurden akzeptiert. Es wurden die Parameter der elektrischen Komponenten und der Anbindungen festgelegt. Die *Optimierung der Betriebsstrategie* erfolgte parallel am Prototypen und in der Simulation, weil dafür die Kenntnis von Wirkungsgradketten, Funktionen bzw. Einschränkungen von Systemzuständen zwingend notwendig ist.

## 2 Antriebsstränge für sportliche Fahrzeuge

Die Untersuchungen in dieser Arbeit bauen auf einem sportlichen Fahrzeug mit konventionellem Antriebsstrang auf. Das Basisfahrzeug hatte einen für die gestellten Anforderungen (vgl. Kapitel 1.4) optimierten Stand an Gewicht und Fahrwiderständen. Weil Sportwagen in der Regel kleinere Fahrzeuge mit einem sehr begrenzten Bauraum sind, muss bei der Auslegung und Integration des Hybridsystems ein besonderes Augenmerk auf die für den Anwendungszweck optimale Dimensionierung hinsichtlich Leistung und Funktion des Antriebssystems gelegt werden.

### 2.1 Konventioneller Antriebsstrang des Basisfahrzeuges

Das Schema in Abbildung 2.1 zeigt den Aufbau des als Ausgangspunkt verwendeten konventionellen Antriebsstranges des Basisfahrzeuges mit Heckmotor und Heckantrieb. Das Fahrzeug verfügte über einen Saugmotor mit einer maximalen Leistung von  $295\text{ kW}$ . Die Drehmoment- und Drehzahlwandlung erfolgte über ein 7-Gang-Doppelkupplungsgetriebe. Der Motor und das Getriebe wurde nicht verändert, um die Charakteristik des sportlichen Fahrzeuges beizubehalten.

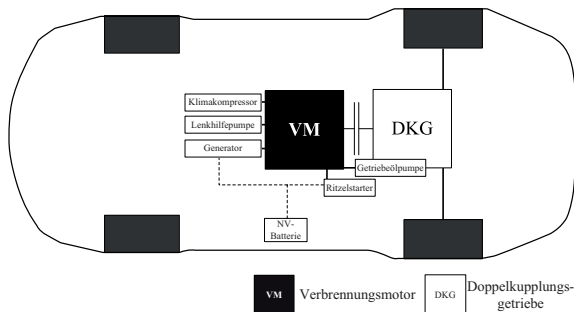


Abbildung 2.1: Konventioneller Antriebsstrang des verwendeten Basisfahrzeuges

Das Basisfahrzeug hatte bei einem Leergewicht von  $1415\text{ kg}$  einen EU-Kraftstoffverbrauch im NEFZ von  $10,5\text{ l}/100\text{ km}$ .

## 2.2 Antriebsstränge für sportliche Hybridfahrzeuge

Hybridfahrzeuge werden entweder nach der Topologie ihres Antriebsstranges oder nach der Größe der installierten elektrischen Leistung und den damit verfügbaren Hybridmodi eingeteilt (vgl. z. B. [Göhring97]). Theoretisch sind über 180 mögliche Topologien denkbar, von denen nur etwa 50 technisch relevant und sinnvoll sind ([Küsell06], [Kraft06]). Die in dieser Arbeit unterschiedenen Topologien sind in Abbildung 2.2 dargestellt.

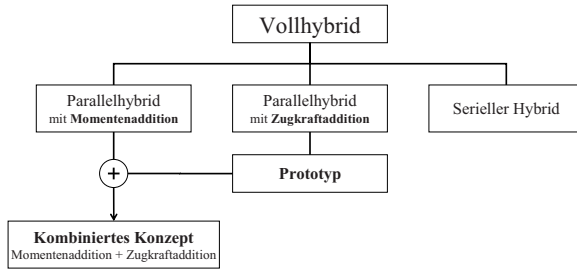


Abbildung 2.2: Übersicht über die in dieser Arbeit berücksichtigten verschiedenen Hybridkonzepte

Um durch Hybridisierung eine maximale Verbrauchseinsparung zu erhalten, bietet sich die Vollhybridisierung an, bei der eine oder mehrere E-Maschinen im konventionellen Antriebsstrang positioniert werden (vgl. z. B. [Fleckner09]). Die Positionierung der E-Maschine bestimmt die Topologie des Antriebsstranges und deren Einfluss auf die Fahrleistung, den Verbrauch und die Verfügbarkeit der unterschiedlichen Hybridmodi. In dieser Arbeit wird zwischen 3 Grundtopologien für den Antriebsstrang unterschieden: Parallelhybrid mit Momentaddition, Parallelhybrid mit Zugkraftaddition und Serieller Hybrid. Im Folgenden werden die jeweiligen technischen Charakteristika beschrieben.

Beim Parallelhybrid mit Momentenaddition ist die E-Maschine in den Antriebsstrang integriert und verfügt über eine direkte Verbindung zum Verbrennungsmotor. Aufgrund der mittlerweile großen Verbreitung dieser Antriebstopologie in Fahrzeugen wie z. B. dem Cayenne S Hybrid oder dem VW Touareg Hybrid [Böhle10] wird diese Topologie in dieser Arbeit auch als Standardhybrid bezeichnet. Die Momente beider Antriebsquellen werden bei einer festen Drehzahlkopplung addiert. Das Schema dieses Antriebsstranges und mögliche Varianten sind in der Abbildung 2.3 dargestellt. Bei der motornahen Hybridisierung (Abbildung 2.3, links) ist die E-Maschine koaxial zur Kurbelwelle des Verbrennungsmotors angeordnet. Sie kann auch direkt im Getriebe (Abbildung 2.3, Mitte) oder abtriebsnah (2.3, rechts) angebracht werden.



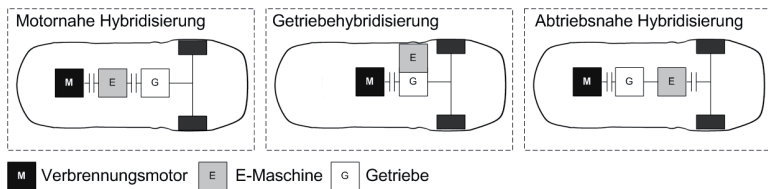


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung von parallelen Hybridantriebsstrangtopologien mit Momentenaddition

Bei der Positionierung der E-Maschine zwischen Motor und Doppelkupplungsgetriebe kann die E-Maschine zusätzlich durch ein Kupplungselement (z. B. Trennkupplung) vom Verbrennungsmotor abgekoppelt werden. Dies ermöglicht eine elektrische Fahrt ohne das Mitschleppen des Verbrennungsmotors. Der Betriebspunkt der E-Maschine kann bei elektrischer Fahrt durch den Gang des Getriebes beeinflusst werden. Dies ist jedoch nur innerhalb der Betriebsgrenzen des Trennelementes möglich. So begrenzt z. B. die maximale Differenzdrehzahl der Trennkupplung zwischen Verbrennungsmotor und E-Maschine die maximale E-Maschinendrehzahl während der elektrischen Fahrt.

Der Nutzen dieser 3 Varianten eines Parallelhybrid mit Momentenaddition wurde qualitativ anhand von vier Parametern bewertet: Komponentenzuwachs, Packageverträglichkeit, Einsatzfähigkeit und Systemkomplexität im Hinblick auf das verwendete sportliche Basisfahrzeug (vgl. Tabelle 2.1). Der Komponentenzuwachs bewertet die Anzahl der zusätzlich notwendigen Komponenten ohne Hochvoltbatterie. Das Kriterium der Packageverträglichkeit erfasst wie aufwendig es ist, dieses Konzept in das Package des Basisfahrzeugs zu integrieren. Unter Einsatzfähigkeit wird der Funktionsumfang des Systems verstanden. Er umfasst die Funktionen Segeln, Lastpunktverschiebung, elektrisches Fahren, Batterieladen bei Stillstand des Fahrzeuges („Standladen“), Boost, Rekuperation, elektrisches Torquevectoring sowie elektrischer Allrad. Die Kategorie Systemkomplexität bewertet das Ausmaß der zusätzlichen Komplexität, die dieses Hybridsystem für das untersuchte Basisfahrzeug mit sich bringt.

Tabelle 2.1: Bewertung verschiedener Antriebsstrangtopologien für einen Parallelhybrid

| Parameter                        | Motornahe | Getriebeintern | Abtriebsnah |
|----------------------------------|-----------|----------------|-------------|
| Komponentenzuwachs               | +         | +              | +           |
| Packageverträglichkeit           | -         | -              | -           |
| Einsatzfähigkeit                 | +         | o              | o           |
| Systemkomplexität                | o         | -              | o           |
| +: positiv o: neutral -: negativ |           |                |             |

Alle drei Varianten des Parallelhybrids mit Momentenaddition werden bzgl. des Komponentenzuwachses positiv beurteilt, weil sie mit nur einer E-Maschine realisiert werden können. Dies ist im Vergleich zu leistungsverzweigten Hybriden einfacher. Um mit einem

motornahen Hybridsystem effizient elektrisch fahren zu können, muss es möglich sein, die E-Maschine vom Motor abzukoppeln, um den Motor nicht mitzuschleppen. Bei der Einsatzfähigkeit hat die motornahe Hybridisierung einen Vorteil gegenüber der getriebeinternen und der abtriebsnahen Hybridisierung, weil die Funktionen Standladen und Lastpunktverschiebung leicht realisierbar sind. Dagegen kann bei der abtriebsnahen Hybridisierung die elektrische Energie besser zum Vortrieb genutzt werden, da es zwischen Antriebsquelle und Rad weniger Verlustquellen gibt. Allerdings besteht hier eine konstante Übersetzung zum Rad. Damit ist die Drehzahl fest an die Fahrgeschwindigkeit gekoppelt. Der Wirkungsgrad der E-Maschine kann somit nicht über die Wahl einer anderen Übersetzung (wie bei der motornahen E-Maschine) beeinflusst werden. Die feste Übersetzung zwischen E-Maschine und Abtrieb muss so gewählt werden, dass sie einerseits hoch genug übersetzt ist, um hohe Wirkungsgrade und Antriebsmomente beim Anfahren zu ermöglichen. Andererseits muss die Übersetzung lang genug ausgelegt werden, um die Maximaldrehzahl der E-Maschine bei Maximalgeschwindigkeit nicht zu überschreiten. Anderenfalls müsste die E-Maschine bei diesen Geschwindigkeiten durch ein zusätzliches Trennelement vom Antrieb abgekoppelt werden.

Die getriebeinterne Hybridisierung kann durch eine Umschaltung im Getriebe so ausgelegt werden, dass die E-Maschine wahlweise dem Motor oder dem Abtrieb zugeordnet ist. Dies erhöht die Systemkomplexität. Wird auf die Umschaltung verzichtet, entsteht eine Variante der motornahen bzw. der abtriebsnahen Hybridisierung mit dem zusätzlichen Nachteil, dass durch die getriebeinterne Anbringung zusätzliche Komponenten genutzt werden müssen und Verlustquellen entstehen.

Die Packageverträglichkeit aller drei Varianten ist als negativ zu betrachten, weil die Komponenten im engen Heck des Fahrzeuges untergebracht werden müssen. Die koaxiale Anordnung in der motornahen und abtriebsnahen Variante verlängert die axiale Länge des Antriebsstranges. Dies führt bei dem vorhandenen Fahrzeugkonzept zu Packageproblemen, da das zugehörige Gesamtfahrzeug nicht verlängert werden sollte.

Bei der Getriebehybridisierung liegt keine koaxiale Anordnung vor, sondern die E-Maschine wird über eine Verzahnung, einen Riemen oder einen Kettentrieb an die Kurbelwelle angebunden. Dies ermöglicht einen kleineren Durchmesser der Maschine und die Anbringung neben der Kurbelwelle. Dadurch wird bei festgelegter elektrischer Leistung eine axiale Verlängerung des Antriebsstranges vermindert oder sogar ganz vermieden, doch ist das Packageproblem auch hier nicht vollständig gelöst. Darüberhinaus ist im Vergleich zur motornahen und abtriebsnahen Variante die Systemkomplexität größer.

### **Parallelhybrid mit Zugkraftaddition**

Diese zweite Grundtopologie zeichnet sich dadurch aus, dass der Elektromotor eine Achse direkt und ohne Kopplung zum Verbrennungsmotor antreibt. Daher wird diese Topologie häufig auch nur als „Achshybrid“ bezeichnet. Der Peugeot 3008 Hybrid 4 [Buchholz10] besitzt diese Topologie. Die Vorderachse wird von einem Dieselmotor und die Hinterachse unabhängig davon elektrisch angetrieben. Der Antrieb kann über Radnabenmotoren erfolgen oder eine E-Maschine, die direkt mit der Achse verbunden ist. Die Antriebsmomente

werden auf der Straße addiert. Abbildung 2.4 zeigt drei verschiedene Varianten für dieses Konzept. Der Vorteil der Basisvariante (Abbildung 2.4, links) ergibt sich bei elektrischer Fahrt und Rekuperation aus der radnahen Anbindung der E-Maschine, weil durch den kurzen Übertragungsweg zur Straße die zusätzlichen Verluste minimiert werden. Weitere Vorteile des Systems sind seine Allradfähigkeit und dass der zugrunde liegende konventionelle Antriebsstrang des Basisfahrzeuges keine Änderung erfährt. Die Basisvariante ist

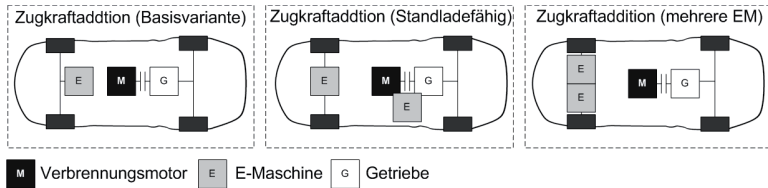


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung von parallelen Hybridantriebsstrangtopologien mit Zugkraftaddition

jedoch nicht standladefähig und außerdem muss das Laden der Batterie mit Lastpunktverschiebung „über die Straße“ erfolgen. Das bedeutet, dass die Vorderachse bremst, während die Hinterachse das Fahrzeug antreibt. Dies bringt einen erheblichen Nachteil im fahrdynamischen Grenzbereich mit sich. Dieser Nachteil kann durch die Anbringung einer zusätzlichen E-Maschine an der Hinterachse (Abbildung 2.4, Mitte) aufgehoben werden, wodurch sich auch die Freiheitsgrade bei der Betriebsführung erhöhen. Andererseits wächst dadurch die Systemkomplexität und birgt die gleichen Nachteile für die Packageverträglichkeit wie bereits für den Parallelhybrid mit Momentenaddition geschildert. Eine dritte Möglichkeit ist die Erweiterung des Antriebes um eine zusätzliche E-Maschine an der Vorderachse (Abbildung 2.4, rechts). Dies erlaubt das elektrische Torquevectoring und die Installation einer höheren elektrischen Leistung. Die qualitative Bewertung aller 3 Varianten ist in Tabelle 2.2 zusammenfassend dargestellt. Bei den Topologien mit Achsantrieb besteht die bereits im vorangegangenen Abschnitt beschriebene Forderung nach einer optimal ausgelegten festen Übersetzung weiterhin. Auch bei diesen Topologien muss die Übersetzung der E-Maschine zum Rad so ausgelegt werden, dass sie einerseits ausreichend große Radmomente beim Anfahren ermöglicht und andererseits nicht bei Maximalgeschwindigkeit abgekoppelt werden muss.

### Serieller Hybridantriebsstrang

Eine dritte Topologie ist der serielle Hybridantriebsstrang wie ihn Abbildung 2.5 schematisch zeigt. Hierbei treibt der Verbrennungsmotor einen elektrischen Generator an. Eine oder mehrere elektrische Maschinen, die in Radnähe (z. B. als Achs- oder Radnabenantrieb) angeordnet sind, treiben das Fahrzeug elektrisch an. Die Besonderheit dieses Konzeptes ist, dass zwischen Motor und Abtrieb keine mechanische Verbindung besteht. Der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors kann in weiten Teilen frei eingestellt werden. Dabei kann man zwischen der Auslegung als Range-Extender-Fahrzeug oder als

Tabelle 2.2: Bewertung verschiedener Antriebsstrangtopologien für einen Parallelhybrid mit Zugkraftaddition

| Parameter              | Basisvariante | Erweitert | Mehrere EM |
|------------------------|---------------|-----------|------------|
| Komponentenzuwachs     | +             | o         | o          |
| Packageverträglichkeit | +             | -         | o          |
| Einsatzfähigkeit       | o             | ++        | +          |
| Systemkomplexität      | +             | -         | o          |

+: positiv   o: neutral   -: negativ

Kleinspeicher-Hybridfahrzeug unterscheiden. Ein Range-Extender-Fahrzeug besitzt einen großen elektrischen Energiespeicher, der maßgeblich zum Fahren genutzt wird. Der kleiner dimensionierte Verbrennungsmotor dient dazu, die Reichweite mit geringerer Leistung zu verlängern. Beim Kleinspeicherhybrid wird der elektrische Speicher hingegen nur als Puffer genutzt. Die Hauptantriebsleistung wird durch den Verbrennungsmotor generiert, der den Antrieb über den Generator mit elektrischer Energie versorgt.

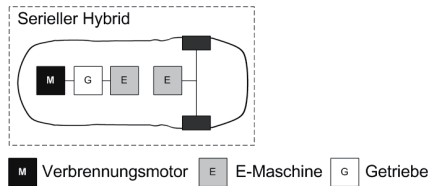


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung eines seriellen Hybridantriebsstranges

Die qualitative Bewertung dieses Konzeptes ist in Tabelle 2.3 dargestellt. Der Komponentenzuwachs wird trotz der zwei E-Maschinen als neutral bewertet, da im Gegenzug das Doppelkupplungsgetriebe entfallen könnte. Folglich wird auch die Packageverträglichkeit positiv bewertet, da die Positionierung der Komponenten flexibler ist. Die Einsatzfähigkeit sowie die Systemkomplexität werden neutral bewertet. Das System kann alle Standardhybridfunktionen darstellen. Durch die Erweiterung des Konzeptes um weitere E-Maschinen ist zusätzlich elektrisches Torque-Vectoring darstellbar. Dies erhöht jedoch die Systemkomplexität weiter. Bei der Umsetzung als Kleinspeicherhybrid müsste die hohe Systemleistung für einen Sportwagen vom Verbrennungsmotor und von den beiden E-Maschinen erbracht werden. Das bedeutet, dass eine Nennleistung im Extremfall dreifach installiert werden müsste. Bei der Umsetzung als Range-Extender könnte der Verbrennungsmotor kleiner und das elektrische System inklusive Energiespeicher größer dimensioniert werden.

Tabelle 2.3: Bewertung der Antriebsstrangtopologie eines seriellen Hybrids

| Parameter              | Serieller Hybrid |
|------------------------|------------------|
| Komponentenzuwachs     | o                |
| Packageverträglichkeit | +                |
| Einsatzfähigkeit       | o                |
| Systemkomplexität      | o                |
| +: positiv o: neutral  |                  |

### Mischformen für hybride Antriebsstränge

Die dargestellten Hybridantriebsstrangkonzeppte können miteinander kombiniert werden. Durch die Kombination einer motornahen E-Maschine mit einem Achshybrid ergeben sich zusätzliche Möglichkeiten in der Betriebsführung. Dieses Konzept kann als reiner Parallelhybrid funktionieren, wenn die elektrisch angetriebene Achse nicht genutzt wird. Damit besitzt dieses kombinierte Hybridkonzept alle grundlegenden Funktionen für ein Vollhybridfahrzeug. Der elektrische Achsantrieb kann auch zusätzliche Funktionen erfüllen. Durch Anbringung des Achsantriebes an der nicht durch den Verbrennungsmotor angetriebenen Achse wird ein Allradsystem ermöglicht, dessen Funktion von der verfügbaren elektrischen Leistung abhängt. Durch Öffnen beider Kupplungen des Doppelkupplungsgetriebes, kann ein serieller Betrieb dargestellt werden. Die elektrische Traktion kann mithilfe des elektrischen Achsantriebes und der motornahen E-Maschine des Parallelhybridantriebsstranges dargestellt werden. Damit ergeben sich auch hier Freiheitsgrade in der Betriebsführung, um einen energieeffizienten elektrischen Betrieb zu gewährleisten.

In Abbildung 2.6 ist die Kombination aus einem Achshybrid und einem Parallelhybrid dargestellt. Sie bietet die höchsten Freiheitsgrade bei der Betriebsführung, weist jedoch einen hohen Komponentenzuwachs und die höchste Systemkomplexität auf. Des Weiteren wird die Packageverträglichkeit mit dem Basisfahrzeug immer schwieriger. Für das sportliche Basisfahrzeug wurde daher zunächst die Integration eines Achshybridsystems untersucht. Anschließend wurden zusätzliche Potenziale bezüglich der Erweiterung dieses Hybridkonzeptes auf die in Abbildung 2.6 dargestellte Mischform untersucht.

Abbildung 2.7 zeigt ein Schema des umgesetzten Prototypen, an dem die Ergebnisse von Simulationen mittels Messungen abgeglichen wurden.

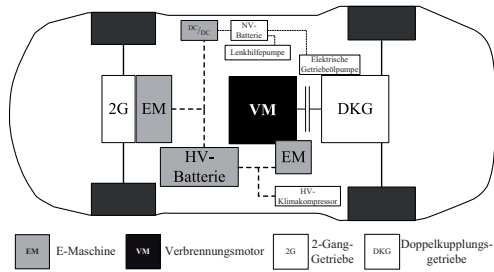


Abbildung 2.6: Schema eines kombinierten Antriebsstranges (Zugkraftaddition und Momentenaddition) für ein sportliches Hybridfahrzeug

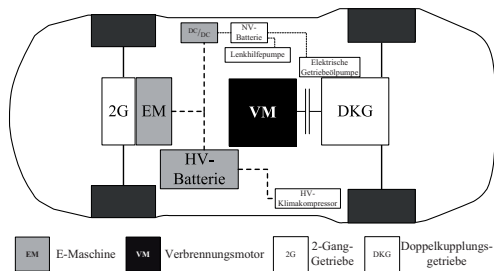


Abbildung 2.7: Schema des Antriebsstrangs des verwendeten Prototypen

## 3 Erstellung der Simulationsumgebung

Die Bewertung der Effizienz des Antriebsstrangs und der Systemperformance erfolgte durch Simulation mit der Software „Cruise“. Es wurden alle Komponenten des Antriebsstranges sowie die Regelungen und Steuerungen der Betriebsstrategie abgebildet und die simulierten Ergebnisse für das Gesamtfahrzeugmodell mit Messungen am Prototyp verglichen, um die reale Umsetzung zu überprüfen und falls notwendig, bestimmte Parameter für die Simulation zu modifizieren. Auf dieser Basis wurden dann die Einflüsse von Erweiterungen des Hybridfahrzeugkonzeptes simuliert.

### 3.1 Verwendete Simulationsumgebung

Die Modellierung des Antriebsstranges sollte möglichst realitätsnah, d. h. objektorientiert sein. Dies bietet den Vorteil, dass die Struktur des Antriebsstranges unter Verwendung gleicher Funktionsblöcke verändert werden kann. Des Weiteren lassen sich Antriebsstrangkomponenten im Gesamtmodell tauschen, ohne dass dies Auswirkungen auf die Modellierung der benachbarten Komponenten hat. Die physikalische Modellierung des Antriebsstranges erfolgte mit Cruise, deren Bibliothek bereits viele Grundkomponenten enthält. Die Bedatung der Einzelkomponenten erfolgt dabei mit Kennlinien oder Kennfeldern. Die Verbindung der einzelnen Blöcke zu einem kompletten Antriebsstrang erfolgt über mechanische, elektrische Verbindungen und Informations- und Steuerleitungen. Die vordefinierten Antriebsstrangkomponenten wurden im Bedarfsfall mit Hilfe zusätzlicher Programmierungen und Komponenten erweitert.

Jede Antriebsstrangkonfiguration erfordert eine entsprechende Steuerung. Die Algorithmen zur Steuerung und Regelung der Komponenten wurden mit Matlab /Simulink in einer abstrakten Funktionsarchitektur modelliert. Die entwickelten Funktionen können so entweder in der Simulation oder im Fahrzeug auf verschiedenen Controllern ausgeführt werden. Beispiele für diese beiden Modellierungsansätze finden sich unter anderem bei [Hommel06] und [Tiller03].

Die Simulink-Modelle wurden für die Verwendung in der Simulation kompiliert und in Form einer Dynamic Link Library (DLL) in Cruise eingebunden. Dadurch funktioniert die DLL als eigenständiges Programmsegment innerhalb von Cruise, so dass eine rechenzeitintensive Co-Simulation von zwei Programmen entfällt (vgl. Abbildung 3.1).

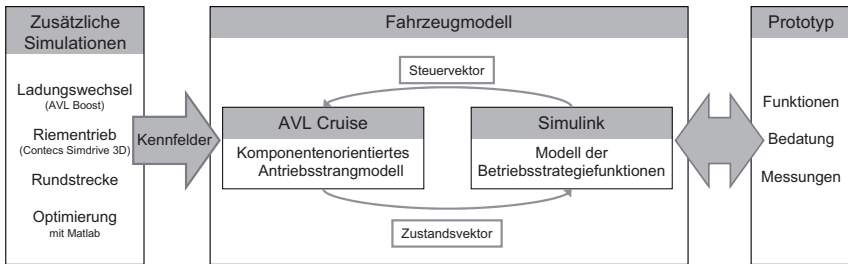


Abbildung 3.1: Datenaustausch zwischen den Teilmodellen der Simulationsumgebungen und dem Prototyp

Neben der Koppelung dieser beiden Simulationsprogramme wurden zusätzlich Ergebnisse aus Messungen und weiteren Simulationsprogrammen (Simdrive 3D von Contecs Engineering, Boost von AVL und WTplus von der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA)) herangezogen (vgl. Abbildung 3.1). Die Ergebnisse dieser Simulationen wurden in Form von Kennfeldern in das Antriebsstrangmodell in Cruise integriert. Auf eine Koppelung von mehr als zwei Simulationsumgebungen wurde - wie oben erwähnt - aus Gründen der Rechenzeit verzichtet.

Das Modell erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit, bildet jedoch die relevanten Effekte und Einflussgrößen ab. Nach [Hommel06] kann die Simulation daraus als physikalisch-konzeptionelle Simulation angesehen werden, die der Autor wie folgt beschreibt:

„physikalisch-konzeptionelle Simulation“: Das Modell konzentriert sich auf die mathematisch/physikalische Abbildung des Modellierungsgegenstandes. Es dient der regelungstechnisch/mathematischen Analyse bzw. Lösungsfindung (z. Bsp. Reglerstrategie und -design, Streckenanalyse). Es kann ebenfalls zur Ermittlung und Definition der wesentlichen Zustände einer abzubildenden Funktionalität sowie der möglichen Zustandsübergänge dienen. Das Modell abstrahiert vollständig von Softwareaspekten und erhebt im Falle eines Fahrzeugfunktionsmodells keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Im Allgemeinen sind physikalisch-konzeptionelle Modelle zeit- und wertekontinuierlich. Im Entwicklungsprozess werden physikalisch-konzeptionelle Modelle üblicherweise in der Systemanalyse und dem Systemdesign (Fahrzeugfunktion) bzw. für den Systemtest (Strecke) eingesetzt.“

## 3.2 Modellierung der Antriebsstrangkomponenten

In diesem Abschnitt werden die durchgeführten notwendigen Erweiterungen der Modellierung der Einzelkomponenten des Antriebsstranges (Verbrennungsmotor, Getriebe, Kuppelung, elektrische Maschinen, Rientrieb, Hochvoltbatterie, 12 V Bordnetz) und die daraus gewonnenen Erkenntnisse detailliert beschrieben.



#### Verbrennungsmotor

Der Verbrennungsmotor wurde mit der in Cruise dafür vorbereiteten Komponente modelliert. Das Modell ermittelt den aktuellen spezifischen Verbrauch durch quasistationäre Simulation aus einem Kennfeld in Abhängigkeit vom momentanen Motorbetriebspunkt. Das Verbrauchskennfeld sowie die Motorvollast und die Schubkennlinie wurden aus Messungen des realen Motors übernommen. Eine Betrachtung von Betriebsstrategien und des intermittierenden Motorbetriebs erfordert eine Ergänzung des Basismodells, die den zusätzlichen Energieverbrauch bei einem Motorwiederstart berücksichtigt. Im Einzelnen wurden dafür folgende Einflussgrößen berücksichtigt:

1. Erststartanreicherung des Motors

Berücksichtigt wurde der Kraftstoffverbrauch für die Katheizmaßnahmen am kalten Motor.

2. Wiederstartanreicherung des Motors

Diese Größe berücksichtigt den Verbrauch für einen schnellen Wiederstart während der Fahrt.

3. Nachstartanreicherung des Motors

Es wurde der Zusatzverbrauch berücksichtigt, um die Laufruhe des Motors nach einem Wiederstart zu erhöhen und die Katalysatoren erneut zu erwärmen, falls sie sich außerhalb ihrer Betriebstemperatur befinden.

4. Stromverbrauch des Ritzelstarters

Im umgesetzten Prototyp erfolgte der Wiederstart z. T. zusätzlich mit einem Ritzelstarter. Es wurde die elektrische Energie berücksichtigt, die zum Hochdrehen des Motors aus dem Stillstand erforderlich ist.

Die Abbildung 3.2 zeigt die Gegenüberstellung der Ergebnisse der Simulation und den Messungen am Prototyp für den momentanen und kumulierten Kraftstoffmassenstrom während der Warmlaufphase des Verbrennungsmotors zu Beginn des Testzyklus. Es ist eine gute Korrelation zwischen Messung und Simulation zu erkennen. Die Abweichung zu Beginn der Messung war den unterschiedlichen Startzeiten des Verbrennungsmotors während der Simulation bzw. der Messung geschuldet. Weiterhin ist zu erkennen, dass aufgrund des verzögerten Anfahrens des Fahrers auch der Kraftstoffverbrauch erst später ansteigt. Am Ende der Warmlaufphase des Verbrennungsmotors lag die Abweichung des kumulierten Verbrauches zwischen Messung und Simulation bei ca. 4 %. Hierzu trug maßgeblich der Fahrer bei, da er der vorgegebenen Fahrkurve nicht exakt folgte. Dadurch unterschied sich die Leistungsanforderung in der Messung von der in der Simulation. Deshalb unterschied sich der Kraftstoffverbrauch zwischen Simulation und Messung. Darüberhinaus sank der Verbrauch bei sinkender Last in der Simulation zu schnell. Die Abweichung des Fahrers von der Fahrkurve und dessen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch wurde detailliert analysiert, um den Einfluss auf das Verbrauchsergebnis zu ermitteln (vgl. dazu Kap. 3.5.1).

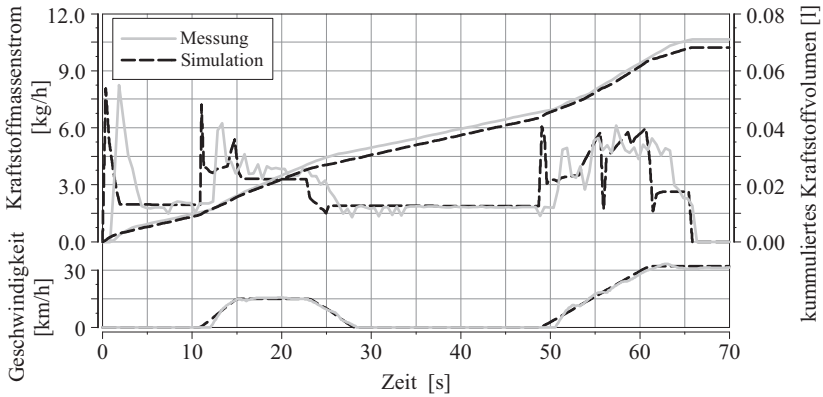


Abbildung 3.2: Abgleich des Kraftstoffverbrauches zwischen Simulation und Prototypmessung während der Warmlaufphase des Verbrennungsmotors.

### Getriebe

Die Struktur des Doppelkupplungsgetriebes des Prototyps ist in Kapitel 3.3 dargestellt. Das Seriengetriebe besitzt eine mechanisch angetriebene Ölpumpe die von der Primärseite des Getriebes über eine Übersetzung angetrieben wird. Abweichend von der Serienversion dieses Getriebes besaß das Getriebe im Prototypen eine elektrische Ölpumpe, um das Getriebe auch bei stehendem Verbrennungsmotor bzw. elektrischer Fahrt mit Öl versorgen zu können.

Bei Hybridkonzepten mit einer E-Maschine an der Getriebeeingangsseite wird die elektrische Getriebeölpumpe zusätzlich genutzt, um die Kupplungen mit Öldruck zu versorgen, damit sie eine Kraft übertragen können. Dies ermöglicht das elektrische Anfahren aus dem Stillstand heraus sowie die elektrische Abbremsung (Rekuperation) bis zum Stillstand. Das Modell des Getriebes ist in die Modellierung der Kinematik und der Verluste unterteilt. Die Modellierung der Kinematik wurde mit Cruise realisiert. Sie berücksichtigt die Gangübersetzungen, die zu schaltenden Synchronisierungen und die Trägheiten der einzelnen Komponenten. Des Weiteren wurde eine Steuerungslogik integriert, die das Schalten der Gänge auf beiden Teilgetrieben steuert.

Für die energetischen Verluste durch das Getriebe wurden zunächst Teilmodelle für die verschiedenen Einzelverluste entwickelt, die dann zu einem Modell für den Gesamtverlust zusammengeführt wurden. Die Teilmodelle sind im Anhang A.2 auf Seite 140 näher erläutert und in einer Übersichtsgrafik dargestellt. Die Einzelverlustberechnung erlaubt die Verlustabschätzung für das Gesamtgetriebe bei neuen Systemzuständen wie z. B. der elektrischen Fahrt mit einem elektrischen Achsantrieb. Einige Verluste lassen sich aufgrund der komplexen Zusammenhänge gegenwärtig nur mit sehr großem Aufwand simulieren. Dazu zählen die Verluste durch das Planschen der Zahnräder im Öl. Daher wurden diese

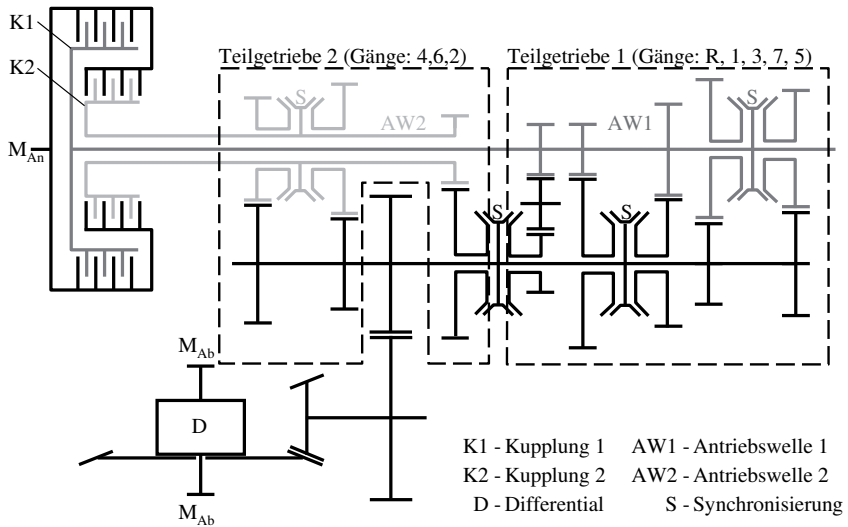


Abbildung 3.3: Struktur des Doppelkupplungsgetriebes des Basisfahrzeuges

Verluste am Prototyp gemessen und in Form von aus den Daten erstellten Kennfeldern in die Simulation integriert.

### Kupplungen

Die Kupplungen besitzen eine besondere Bedeutung für den Antriebsstrang, weil sie das wesentliche Trennelement zwischen Verbrennungsmotor bzw. E-Maschine und Abtrieb sind. Im Basisfahrzeug sind die Kupplungen des verwendeten Doppelkupplungsgetriebes koaxial angeordnet (vgl. Abbildungen 3.3, 3.4). Sie übertragen das Drehmoment auf die beiden Antriebswellen AW1 und AW2. Der äußeren Kupplung 1 (K1) sind die ungeraden Gänge auf der Antriebswelle 1 zugeordnet; die geraden Gänge werden über die innenliegende Kupplung 2 (K2) angebunden. Mit der Modellierung von nasslaufenden Lamellenkupplungen und deren Reibverhalten befassen sich zahlreiche Veröffentlichungen. [Oerleke00] analysierte den Einfluss verschiedener Parameter auf den Schleppverlust dieses Kupplungstyps. Bei steigender Differenzdrehzahl wird der Schleppverlust zunächst größer, um danach wieder abzufallen. Die Schleppverluste hängen vom Öl-Luft-Gemisch im Luftspalt zwischen den Lamellen ab. Dieser Spaltfüllungsgrad ist in Abbildung 3.4 schematisch dargestellt. Zur Modellierung der Mischreibung und dem Spaltfüllungsgrad existieren zahlreiche Veröffentlichungen wie z. B. [Dümeland83, Kato93, Yuan07] und [Aphale06]. Experimentelle Untersuchungen zeigten jedoch, dass die Genauigkeit dieser Modelle für die Modellierung von Lamellenkupplungen mit mehreren Reibflächen nicht ausreichend groß ist (vgl. [Rao11]). Um für das Gesamtfahrzeugmodell trotzdem eine möglichst realitätsnahe

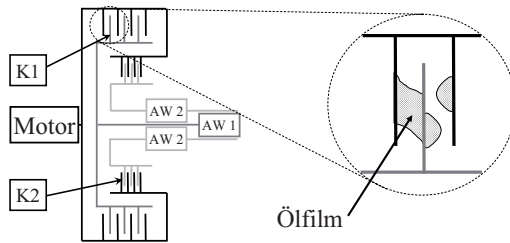


Abbildung 3.4: Schematische Darstellung der Doppelkupplung (AW = Antriebswelle, K = Kupplung).

Abschätzung des Kupplungsschleppmomentes zu ermöglichen, wurden die gemessenen Schleppmomente als Kennfelder in die Simulation integriert. Sie wurden antriebs- und differenzdrehzahlabhängig für eine Öltemperatur und einen Kühllölvolumenstrom aufgetragen. In Abhängigkeit vom Kühllölvolumenstrom und der Temperatur wurde dann zwischen diesen Kennfeldern interpoliert. Als Eingangsgröße für die Interpolation wurde der Volumenstrombedarf für das Kühllöl im Getriebemodell ermittelt.

Die elektrische Fahrt in Verbindung mit einem elektrischen Achsantrieb ist ein neuer Betriebszustand für die Kupplungen. Der Verbrennungsmotor (Primärseite) steht, während sich die Sekundärseiten der Kupplungen drehen (vgl. Tabelle 3.1). Im Vergleich zur Fahrt mit laufendem Verbrennungsmotor erhöhen sich die Differenzdrehzahlen und damit auch die Verluste, weil nun beide Sekundärseiten der Kupplungen rotieren während die Primärseite steht. Durch die erhöhte Differenzdrehzahl benötigen sie zudem einen höheren Kühllölvolumenstrom. Dadurch erhöht sich das Schleppmoment weiter und beeinflusst die elektrische Reichweite und den Verbrauch des Fahrzeuges. Beim Antrieb durch den Verbrennungsmotor hingegen kann nur eine Kupplung ein Schleppmoment verursachen, weil eine von beiden zwangsläufig geschlossen sein muss.

Tabelle 3.1: Mögliche Betriebszustände einer Doppelkupplung

|               |       | Primärseite |                                      |
|---------------|-------|-------------|--------------------------------------|
|               |       | steht       | dreht                                |
| Sekundärseite | steht | Start/Stopp | Fahrzeugstillstand und Motorleerlauf |
|               | dreht | E-Fahren    | konventionelle Fahrt                 |

### Elektrische Maschinen

Die Antriebs-E-Maschine im umgesetzten Prototypen war über ein Planetenradgetriebe und ein Differential mit der Vorderachse verbunden. Durch Umschalten einer Klauenkupplung lassen sich zwei Schaltstufen und ein Neutralgang wählen. Der erste Gang mit

einer Gesamtübersetzung von  $i = 11,54$  ist auf maximale Beschleunigung bis zu einer Geschwindigkeit von  $120 \text{ km/h}$  ausgelegt. Die maximale Drehzahl der E-Maschine von  $12.000 \text{ min}^{-1}$  wird im zweiten Gang bei einer theoretischen Geschwindigkeit von  $416 \text{ km/h}$  erreicht. Die Übersetzung besitzt damit ausreichend Reserve für die Fahrt mit Maximalgeschwindigkeit. Durch die Zwei-Gang-Schaltung ist es nicht nur möglich, den Betriebsbereich der E-Maschine zu vergrößern, es kann zusätzlich ein Betriebspunkt mit besserem Wirkungsgrad gewählt werden. Der Einfluss der Schaltstrategie des Zwei-Gang-Getriebes auf den Kraftstoffverbrauch im NEFZ wird in Kapitel 5.4 beschrieben.

Die E-Maschine, die bei dem erweiterten Konzept (Hochvolt-Generator bzw. Riemen-Starter-Generator) zum Laden der Batterie eingesetzt wird, war über einen Riementrieb an den Verbrennungsmotor angebunden. Sie ersetzt den 12-V-Generator („Lichtmaschine“). Dieser wird nicht mehr benötigt, da das 12-V-Bordnetz über einen DC/DC-Wandler aus der Hochvoltbatterie versorgt wird. Die E-Maschine kann eine maximale mechanische generatorische Leistung von ca.  $20 \text{ kW}$  erbringen, die jedoch durch den Riementrieb auf ca.  $14 \text{ kW}$  begrenzt ist. In dieser Auslegung beträgt die maximale Drehzahl dieser E-Maschine  $18.000 \text{ min}^{-1}$ .

#### Riementrieb

Das Konzept des Riementriebs für den Hochvolt-Generator (HV-Generator) ist in Abbildung 3.5 dargestellt. Die Übersetzung des Generators zum Verbrennungsmotor beträgt  $i = 2,23$ . Bei der Konstruktion des Riementriebs mit Riemen-Starter-Generator (RSG) wurde darauf geachtet, dass Umlenkrolle und Riemenspanner an vorhandene Aufnahmepunkte am Grundmotor montierbar sind. Des Weiteren wurde die Dimensionierung des Riemens angepasst. Die höhere zu übertragende Leistung erfordert die Erhöhung der Anzahl der Rippen. Durch den im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug kürzeren Riemen erhöht sich die Resonanzfrequenz. Angesichts der zu übertragenden hohen Leistung und der Resonanzfrequenz wurde daher zusätzlich die Vorspannkraft erhöht. Die Verluste, die zusätzlich durch den Riemen entstehen, setzen sich aus folgenden Anteilen zusammen:

- Schub
- Dehnung
- Schlupf
- Radiale Kompression
- Biegung.

Durch die Integration des RSG in den Riementrieb erhöhte sich dessen Verlustleistung bei einer Motordrehzahl von  $1500 \text{ min}^{-1}$  ohne Lastmoment von  $67 \text{ W}$  (ohne RSG) auf ca.  $322 \text{ W}$  für einen Riemen mit RSG. Die Ursachen für diese Erhöhung im Leerlauf sind hauptsächlich die radiale Kompression und Biegeverluste des Riemens. Abbildung 3.6 zeigt die simulierten Verlustanteile von allen oben aufgelisteten Parametern für einen Riemen mit RSG unter Belastung. Biegung und radiale Kompression machen den größten Anteil am Gesamtverlust aus, der mit  $> 300 \text{ W}$  so hoch ist, dass er den Gesamtwirkungsgrad verringert und bei der Verbrauchsrechnung berücksichtigt werden muss. Die Einbindung

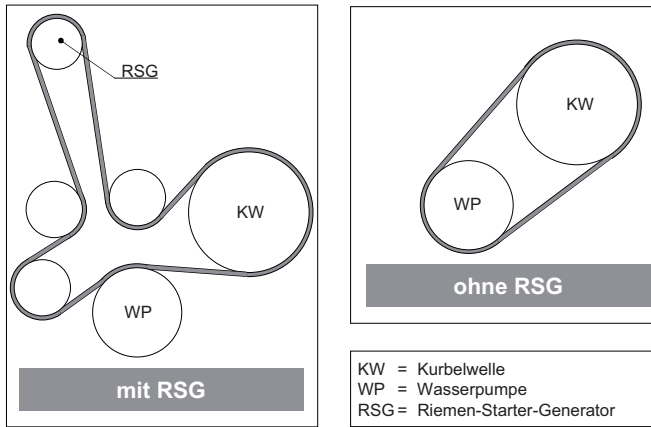


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung eines Riementriebs mit und ohne Riemen-Starter-Generator (RSG).

einer E-Maschine direkt an der Kurbelwelle war aus Packagegründen bei diesem Fahrzeugkonzept nicht möglich.

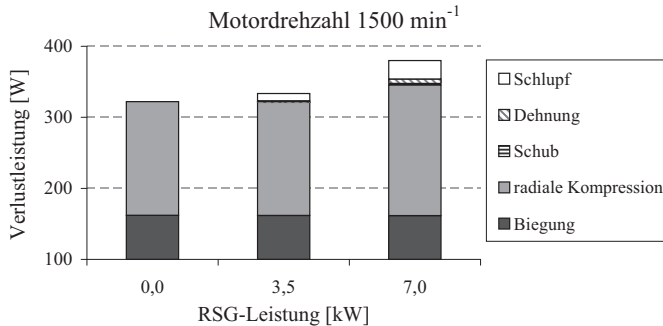


Abbildung 3.6: Anteile der verschiedenen Einzelverluste am Gesamtverlust eines Riemens mit Riemenstartergenerator (RSG) unter Belastung bei einer Drehzahl von 1500 min<sup>-1</sup>.

### Hochvoltbatterie

Für die Modellierung der Hochvoltbatterien wurde das in Cruise integrierte Batteriemodell verwendet. Es bildet die Batterie als elektrischen Schaltkreis ab (vgl. Abbildung 3.7). Um das Verhalten der Batterie korrekt abzubilden, müssen neben der SOC-abhängigen Ruhe-

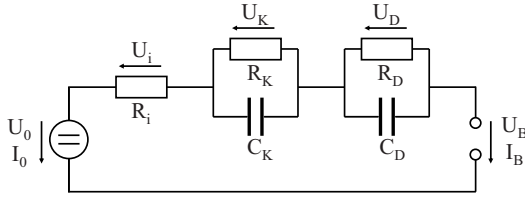


Abbildung 3.7: Modell einer Hochvoltbatterie als elektrischer Stromkreis

spannung  $U_0$  auch noch die Teilwiderstände  $R_i$ ,  $R_K$  und  $R_D$  sowie die Kapazitäten der RC-Glieder  $C_K$  und  $C_D$  bekannt sein. Für die Bestimmung dieser Parameter wurde ein Verfahren verwendet wie es in [Schweighofer02] und [Knauff07] beschrieben ist. [Schweighofer02] verwendete die Evaluation der Parameter für eine einzelne Zelle. Das Verfahren wurde für die vorgelegte Arbeit auf die Modellierung der Spannungsverläufe des vollständigen Batterieaufbaus übertragen. Die große Zahl der Komponenten mit ihren unterschiedlichen Eigenschaften erlaubt laut [Wenzl99] normalerweise jedoch keine sinnvolle Trennung einzelner Effekte. Eine Aufschlüsselung der Verluste innerhalb der Batterie ist daher mit diesem Modell nicht möglich. Deshalb wurde davon ausgegangen, dass alle Zellen gleich reagieren und die Streuung einzelner Zellen vernachlässigt. Da der Fokus dieser Arbeit auf der Betrachtung des gesamten Fahrzeugsystems lag, ist die Genauigkeit dieses Modellierungsgrades für die Simulation ausreichend. Weitere Erläuterungen zur Berechnung des Batteriemodells finden sich im Anhang A.2. Die Abbildung 3.8 zeigt den Abgleich des Batteriemodells mit Messungen am Prototyp.

Es ist zu erkennen, dass auch das vereinfachte Batteriemodell die Strom- und Spannungsverläufe für die Gesamtfahrzeugsimulation ausreichend gut nachbildet. Die Abweichungen zwischen den simulierten und den gemessenen Verläufen waren relativ gering. Die Spannungsdifferenz im unbelasteten Zustand („Ruhespannung“) betrug bei 300 s ca. 2,45 V. Dies entspricht einer Abweichung von 0,037 V pro Zelle. Abweichungen dieser Art können z.B. durch die Alterung der gemessenen Batterie, durch unterschiedliche Ladezustände oder Temperaturen hervorgerufen werden. Die unterschiedlichen Ladezustände in der NEFZ-Messung waren sehr wahrscheinlich auf den Einfluss des Fahrers zurückzuführen, der dem vorgegebenen Profil nicht exakt gefolgt war. Da die Abweichung der Ruhespannungen bezogen auf die Nennspannung jedoch nur ca. 1 % betrug, wurde ihr Einfluss als gering eingeschätzt.

## 12-V-Bordnetz

Der Energiebedarf des Bordnetzes sollte ebenfalls in der Simulation berücksichtigt werden. Das 12-V-Bordnetz wurde vereinfacht durch einen parasitären Widerstand abgebildet. Die Leistungsaufnahme des Widerstandes kann variiert werden.

Der umgesetzte Prototyp besaß keine E-Maschine an der Kurbelwelle. Er benötigte zusätzlich einen elektrischen Ritzelstarter, um den Wiederstart des Verbrennungsmotors im Stand und bei geringen Geschwindigkeiten zu gewährleisten. In der Simulation wurde der

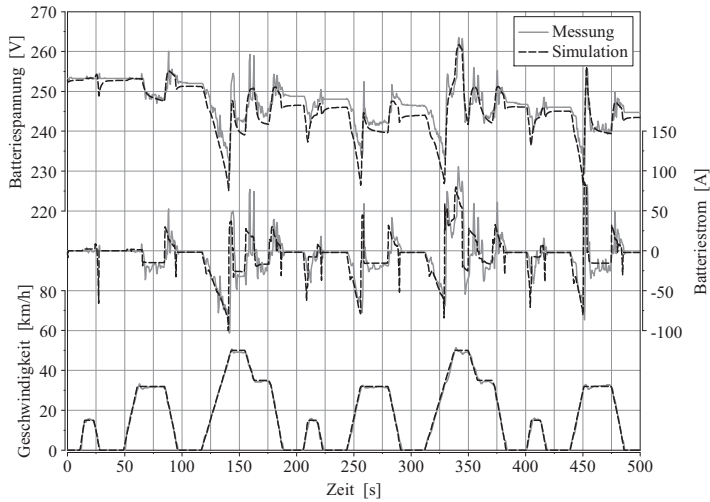


Abbildung 3.8: Simulierte und gemessene Strom- und Spannungsverläufe des Batterie-modells

zusätzliche Energieverbrauch für den Start mit Hilfe des Ritzelstartes daher berücksichtigt. Er wurde anhand von Messungen ermittelt und ist in Abbildung 3.9 dargestellt. Das erweiterte Hybridkonzept besaß einen HV-Generator an der Kurbelwelle, der für den Start des Verbrennungsmotors im Stillstand eingesetzt werden kann.

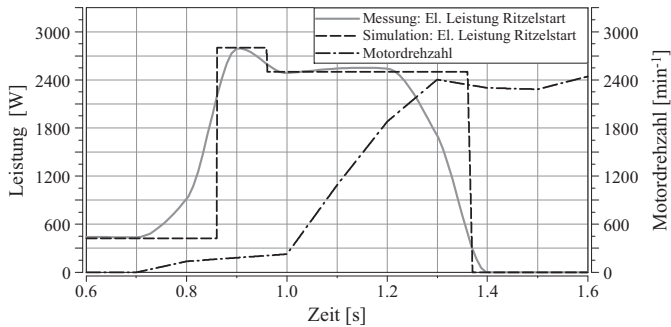


Abbildung 3.9: Simulierte und gemessene Leistung für einen Motorstart mittels eines Ritzelstarters



## 3.3 Betriebsstrategien und Steuerungen in der Simulation

[Bäker08] versteht unter Betriebsstrategie „einen strukturierten, systemspezifischen Pool an Einzelanweisungen und Bedingungen, die in ihrer Gesamtheit unter dem Aspekt eines zentralen Betriebsziels interagieren und damit das Gesamtverhalten eines Systems in einer veränderlichen Umwelt bestimmen“.

Insgesamt bildete das Simulationsmodell nur diejenigen Funktionen ab, die für den Betrieb des Hybridfahrzeuges im Sinne von „Fahren“ notwendig sind. Für die Steuerung des Simulationsmodells mussten zunächst die erforderlichen Betriebszustände, Steuerungen und Funktionen modelliert werden. Nach dem Test in der Simulation wurden diese neuen Funktionen auf das Steuergerät des Prototypen übertragen.

Die Betriebsstrategie für das hier beschriebene Fahrzeugkonzept unterscheidet grundsätzlich über drei Hauptaufgaben:

1. Entscheidung über elektrisches Fahren
2. Definition des Ladewunsches
3. Koordination der Achsen.

Ein optimales Ergebnis erfordert die Abstimmung dieser drei Hauptaufgaben aufeinander sowie die Koordination der Interaktionen zwischen den betroffenen Komponenten. So kann z. B. die Traktionsbatterie eines Hybridfahrzeuges nur dann geladen werden, wenn der Verbrennungsmotor läuft. Um den Ladewunsch durchzusetzen, muss jedoch zunächst der Verbrennungsmotor gestartet und das elektrische Fahren beendet werden. Des Weiteren gibt es je nach Hybridsystemkonfiguration und Anzahl der E-Maschinen die Möglichkeit, den Antriebsstrang als seriellen oder parallelen Hybridantriebsstrang zu betreiben. Diese Entscheidung hat wiederum Einfluss auf die resultierende Ladestärke.

Betriebsstrategien unterscheiden sich in ihrer Anpassungsfähigkeit. Im Rahmen der Erstellung und Optimierung der Betriebsstrategien für die drei Aufgaben wurden die prinzipiell zur Verfügung stehenden Methodiken zunächst in Abhängigkeit von ihrer Anpassungsfähigkeit schematisch gegliedert (Abbildung 3.10).

Für das in dieser Arbeit konzipierte Fahrzeug wurden heuristische Strategien verwendet. Sie sind robust und reproduzierbar da sie den vorher festgelegten Regeln folgen und keine Anpassung der Betriebsstrategie während der Fahrt erfolgt. Zusätzlich liefern sie in kurzer Zeit, ohne hohen Rechenaufwand zwar keine optimalen, aber hinreichend genaue Lösungen für komplexe Probleme mit vielen Einflussfaktoren.

Dies hat für die Steuerung eines sportlichen Hybridfahrzeuges große Vorteile, da auch bei einem Hybridsportwagen die Forderung nach einem reproduzierbaren Fahrzeugverhalten weiter besteht.

Für das angestrebte optimale Ergebnis wurden anschließend in der Simulation mathematische Optimierungen zur Minimierung des Kraftstoffverbrauches durchgeführt. Für die

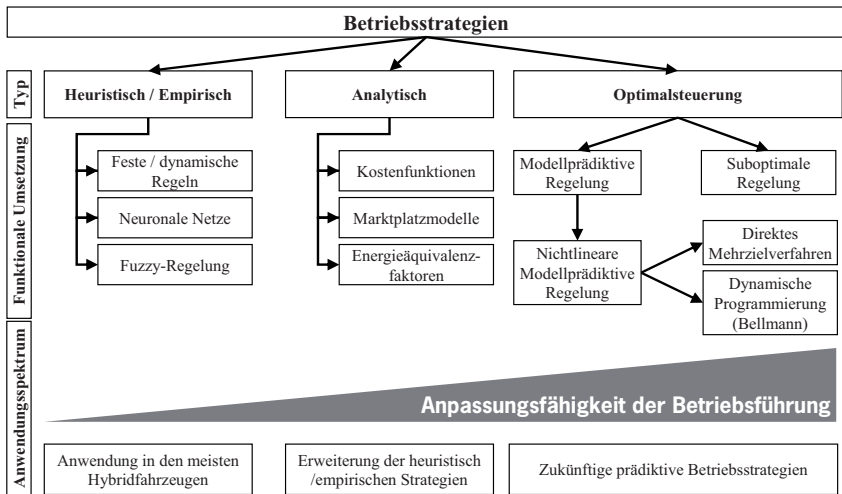


Abbildung 3.10: Einteilung der verschiedenen Regelverfahren für Betriebsstrategien

Erweiterung des Hybridfahrzeugkonzeptes wurden zusätzlich Energieäquivalenzfaktoren berücksichtigt, die den Fahrzeugbetrieb weiter optimieren (vgl. Kapitel 5.5).

### 3.3.1 Entscheidung über elektrisches Fahren

Eine zentrale Entscheidung, die die Betriebsstrategie treffen muss, ist die, wann sich elektrisches Fahren lohnt. Sie ist von drei Faktoren abhängig:

- Verfügbarkeit der elektrischen Leistung und des Drehmoments der E-Maschine(n)
- Verfügbarkeit elektrischer Energie in der Batterie
- Effizienzvergleich: Elektrischer Betrieb ist im aktuellen Fahrzustand effizienter als der Betrieb mit Verbrennungsmotor.

Die Verfügbarkeit ausreichend elektrischer Leistung ist eine Systemgröße. Sie ist zum einen von der Dimensionierung und Auslegung des elektrischen Antriebes abhängig und zum anderen von den Fahrwiderständen und dem Fahrzeuggewicht. Das wichtigste Kriterium für die Betriebsstrategie ist die Entscheidung, welcher der beiden Modi für den jeweils aktuellen Fahrzustand der energetisch günstigste ist. Dazu wurden in der Simulation und im Prototypen zwei Kennfelder verwendet. Das erste bestimmt die Leistung bis zu der elektrisch gefahren werden darf. Oberhalb dieser Leistung wird der Verbrennungsmotor gestartet und in den Hybridmodus gewechselt. Wenn sich das Fahrzeug im Hybridmodus befindet, wird das zweite Kennfeld verwendet. Dieses bestimmt, unterhalb welcher Leis-

tung der Verbrennungsmotor ausgeschaltet werden darf und in den elektrischen Modus gewechselt wird. Da beide Kennfelder in Abhängigkeit des Batterieladezustands und der Geschwindigkeit bedatet werden, besteht auch eine Abhängigkeit von der Ladestrategie und vom jeweiligen Fahrprofil bzw. Fahrerwunsch. So kann sichergestellt werden, dass die Batterie ausreichend Ladezustand besitzt, um elektrisch fahren zu können.

#### 3.3.2 Definition des Ladewunsches

Bei gestartetem Verbrennungsmotor entscheidet die Ladestrategie darüber, wieviel Lademoment von der/den E-Maschine/n generiert werden soll. Im Gegensatz zu Ansätzen, die ein optimales Lademoment aus zahlreichen Parametern berechnen, wie z. B. Fuzzy-Regelungen (vgl. [Schoutena03], [Mirsalim09], [Mohebbi] oder [Liu08]) oder Optimalsteuerungen (z. B. [Koot06]), wurde eine diskrete Kennfeldauswahl nach [Fleckner10] verwendet. Diese wurde verwendet, weil sie die Bestimmung des Ladewunsches mit drei Kennfeldern ermöglicht. Eine rechenintensive Online-Optimierung im Prototypen entfällt somit. Die Optimierung der Lademomente erfolgt bei der Offline-Erstellung der Ladekennfelder in der Simulation. Diese in der Simulation erstellten Kennfelder werden dann in das Fahrzeug übertragen. Die Funktionsweise der einfachen Ladestrategie ist in Abbildung 3.11 schematisch dargestellt.

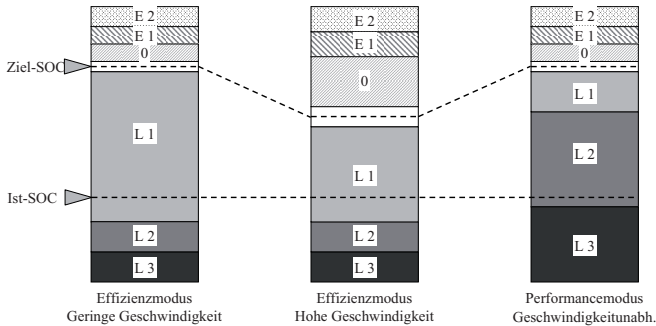


Abbildung 3.11: Schematische Darstellung der im Prototyp umgesetzten Ladestrategie

Der Ladewunsch wird durch das gewählte Ladekennfeld bestimmt. Jedes Ladekennfeld gibt abhängig von Motordrehzahl und dem Fahrerwunschmoment ein Ladewunschmoment aus. Die drei Ladekennfelder Laden 1 (L1), Laden 2 (L2) und Laden 3 (L3) unterscheiden sich in ihrer Ladestärke. Laden 1 bezeichnet das Laden mit dem höchstmöglichen Ladewirkungsgrad. Laden 2 und Laden 3 rufen höhere Ladeleistungen hervor, wenn aufgrund einer Änderung im Fahrverhalten mehr elektrische Energie gebraucht wird. Dies kann z. B. für den sportlichen Fahrzeugbetrieb mit hohen Boost-Anteilen der Fall sein.

Zusätzlich existieren zwei Entladekennfelder. Sie rufen bei eingeschaltetem Motor ein Entladen der Batterie hervor. Dieser Effekt wird durch die aktive Unterstützung des Verbrennungsmotors durch die E-Maschine erreicht. Darüberhinaus gibt es einen Bereich für „Nulladen“, in dem kein aktives Lade- oder Entlademoment gefordert wird. Die Batterie deckt den Energiebedarf des Bordnetzes und wird somit langsam entladen. Der Bereich in der Nähe des Ziel-Ladezustands fordert einen Ladewunsch, der den momentanen Bordnetzbedarf deckt. Ändern sich Ziel- und Ist-Ladezustand der Batterie nicht, wird der aktuelle Ladezustand gehalten.

Der Ziel-Ladezustand ändert sich in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Fahrmodus. Im Hybridmodus wird er bei höheren Geschwindigkeiten abgesenkt. Dies entspricht der im Fahrzeug enthaltenen kinetischen Energie inklusive dem mittleren Rekuperationswirkungsgrad. Somit wird sichergestellt, dass das Fahrzeug bei Geradeausfahrt in der Ebene die kinetische Energie immer rekuperieren kann und nicht an die obere Ladezustandsgrenze der Batterie stößt. Zusätzlich ändern sich außer dem Ziel-SOC auch die SOC-Bereiche, in denen ein bestimmtes Kennfeld gewählt wird. Ein Beispiel ist in Abbildung 3.11 (links und Mitte) dargestellt. Durch die geschwindigkeitsabhängige Zuweisung wird sichergestellt, dass in möglichst weiten Ladezustandsbereichen das Kennfeld Laden 1 ausgewählt wird, damit so häufig wie möglich mit optimalem Wirkungsgrad nachgeladen wird. Des Weiteren wird durch den Ziel-SOC der Auswahlbereich für das Nulladen skaliert. Dies sichert ab, dass niemals Energie, die durch Lastpunktverschiebung eingespeichert wurde, aktiv durch Unterstützung des Verbrennungsmotors wieder entladen wird.

Im Modus Performance (vgl. Abbildung 3.11, rechts) werden die Auswahlbereiche für die stärkeren Ladekennfelder Laden 2 und Laden 3 vergrößert. Der Ziel-Ladezustand wird dabei geschwindigkeitsunabhängig auf einen hohen Wert gesetzt. Dies führt dazu, dass bei Anwahl eines performanceorientierten Modus stärker nachgeladen wird. Im Vergleich zur Darstellung der Zustände bei hoher Geschwindigkeit im Effizienzmodus (Abbildung 3.11, Mitte) wird ein stärkeres Ladekennfeld gewählt. Dieses stellt sicher, dass bei performanceorientierter Fahrweise ausreichend Energie für den Boost zur Verfügung steht. Ruft der Fahrer keine elektrische Energie durch Boost ab, steigt der Ladezustand und nähert sich dem Ziel-Ladezustand. Hier wird dann zunächst wieder Laden 1 für das Laden mit maximalem Wirkungsgrad ausgewählt. Ist der Ziel-Ladezustand erreicht, wird während der Fahrt ohne Boost nur noch das Bordnetz durch die E-Maschine gedeckt und gewährleistet auch in dieser Situation einen möglichst effizienten Betrieb.

### 3.3.3 Koordination der Achsen und strategische Achsabkopplung

Unter der Achskoordination wird das Verhalten der jeweils zur Verfügung stehenden antreibenden Achsen verstanden. Bei Antriebsstrangkonzepenten mit reinem Hinterachsantrieb wird hierunter die Gangwahl sowie das Verhalten des Doppelkupplungsgetriebes und der Trennkupplung verstanden. Bei dem untersuchten Hybridfahrzeug mit elektrischem Antrieb an der Vorderachse zählt darüberhinaus auch die Gangwahl an der Vorderachse

zur Achsenkoordination. Diese kann entweder im ersten oder zweiten Gang fahren oder abgekoppelt sein. Abhängig vom Batterieladezustand, der Geschwindigkeit und der Fahrpedalstellung des Fahrzeuges wird auch die Aufteilung des Antriebsmomentes auf beide Achsen festgelegt. Bei einem Konzept mit einer oder mehreren E-Maschinen pro Achse kann das Antriebsmoment nach strategischen Gesichtspunkten verteilt werden, sofern es die momentane Fahrsituation zulässt. Bei einer Fahrt die nicht an den fahrdynamischen Grenzbereich gelangt, kann das Antriebsmoment zwischen den E-Maschinen so verteilt werden, dass der beste Wirkungsgrad für das Gesamtsystem resultiert.

Das Achshybridkonzept kann bei der elektrischen Fahrt über die Vorderachse den Gang im Doppelkupplungsgetriebe (DKG) an der Hinterachse auslegen, um so die Verlustquellen durch im Leerlauf rotierende Bauteile zu minimieren. Zusätzlich zu dieser Funktion können die erweiterten Achshybridkonzepte (Achshybrid + RSG, Achshybrid + KSG) während der Fahrt mit aktivem Verbrennungsmotor die Batterie durch Lastpunktverschiebung über den KSG bzw. RSG laden und dabei den Achsantrieb durch eine Kupplung abkoppeln. Der elektrische Achsantrieb muss somit bei diesen Konzepten während der Fahrt mit Lastpunktverschiebung weder antreiben noch mitgeschleppt werden. Die E-Maschine des Achsantriebes kann damit während der Fahrt in den Stillstand zurückfahren. Dies minimiert neben den Schleppverlusten auch die elektrische Energie, die von der E-Maschine des Achsantriebes benötigt würde. Die Entscheidung, wann welche Achse abgekoppelt werden darf bzw. muss, trifft die Betriebsstrategie. Diese Funktion wird als strategische Achsabkopplung bezeichnet.

Ihre Aufgaben sind im Einzelnen:

- Überprüfung, ob eine Achse im aktuellen Fahrzustand abgekoppelt werden darf. Wenn das angeforderte Moment das mögliche Moment einer Achse überschreitet, muss die andere Achse angekoppelt werden und darf nicht abgekoppelt werden.
- Überprüfung, ob die Fahrsituation einen Betrieb mit nur einer Achse zulässt. Wenn in bestimmten Fällen der Allradbetrieb sinnvoller ist, darf die Achse nicht abgekoppelt werden.
- An- und Abkopplung der Achsen bei Zustandsübergängen (Lastpunktverschiebung, E-Fahren, Rekuperation)
- Ankoppeln des Achsantriebes bei der Rekuperation
- Gang des Doppelkupplungsgetriebes bei elektrischer Fahrt auslegen.
- Minimierung der doppelten Energiewandlung bei Lastpunktverschiebung, indem der Energieabfluss durch den elektrischen Achsantrieb reduziert wird. Falls die Traktion des Achsantriebes nicht benötigt wird, kann er abgekoppelt werden.
- Sicherstellung, dass sich mindestens eine Achse im Eingriff befindet.

## 3.4 Untersuchte Fahrprofile

Als Fahrprofile für die Untersuchung der Hybridantriebsstrangkonzepete wurden in dieser Arbeit drei Kategorien unterschieden:

- Gesetzliche Fahrzyklen
- Realfahrprofile
- Extrembelastungsprofile

Gesetzliche Fahrzyklen werden zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauches und der Abgasemissionen auf Rollenprüfständen eingesetzt. Weltweit unterschiedliche Gesetzgebungen zur Begrenzung der Abgasemissionen und damit auch des Kraftstoffverbrauchs führten zu einer Vielzahl unterschiedlicher Fahrzyklen und Prüfstandsmessverfahren. Neben den gesetzlichen Zyklen existieren noch die sogenannten Realfahrprofile. Sie basieren auf Messungen realer Fahrprofile und haben das Ziel, den Kraftstoffverbrauch im kundennahen Betrieb abzubilden. Als Beispiel für diese Profile kann der Artemis-Zyklus ([Andre04]) genannt werden. Hinzu kommen Extrembelastungsprofile, bei denen die Betrachtung der Systemperformance im Vordergrund steht.

Das sportliche Hybridfahrzeugkonzept muss zusätzlich zum effizienten Fahrzeugbetrieb auch überdurchschnittliche Fahrleistungen erbringen. Daher wurden zwei Fahrsituationen untersucht. Der Verbrauchsvorteil gegenüber dem konventionellen Basisfahrzeug wurde mittels des aktuellen zur Zeit in der EU für Neufahrzeuge gültigen NEFZ ermittelt. Die Systemperformance wurde anhand einer Nürburgringrunde (Nordschleife) als Beispiel für einen Extremzyklus untersucht. Dies erlaubt die Beurteilung der Leistungsfähigkeit des Systems im Hochgeschwindigkeitsbereich.

### 3.4.1 Neuer Europäischer Fahrzyklus

Innerhalb der Europäischen Union wird der NEFZ zur Bestimmung der Abgasemissionen und des Verbrauchs verwendet. Er besitzt eine Zykluslänge von 1180 Sekunden, die sich aus dem 4-mal wiederholten ECE (je 195 s) und einem 400 Sekunden langen außerstädtischen Teil (EUDC) zusammensetzen (vgl. Abbildung 3.12).

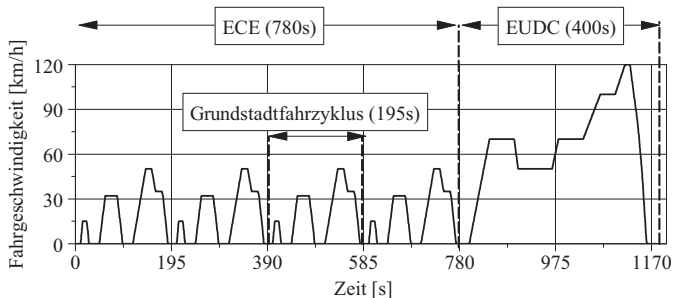


Abbildung 3.12: Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ)  
Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ) [Nations05].

Der innerstädtische ECE setzt sich wiederum aus vier identischen Grundstadtfahrzyklen zusammen. Die Fahrwiderstände wurden anhand einer Referenzausrollkurve und einem Vergleichsgewicht (Schwungmassenklasse) auf dem Rollenprüfstand eingestellt [Daimler05]. Das Fahrprofil wird in der Ebene und ohne Krümmung unter festgelegten Rahmenbedingungen gefahren. Diese Rahmenbedingungen sind in der entsprechenden europäischen Richtlinie ([Nations05]) beschrieben.

#### 3.4.2 Nordschleife als Extremtestprofil

Als repräsentatives Extremtestprofil wurde die Nordschleife des Nürburgringes ausgewählt. Um ein Rennstreckenprofil unter Berücksichtigung der Querdynamik in einer Längsdynamik-Fahrzeugsimulation wie Cruise simulieren zu können, wurde im Rahmen dieser Arbeit eine spezielle, vereinfachte Simulationsmethodik entwickelt. Ziel war es, mit vertretbarem Aufwand hybride Antriebsstränge aus der Längsdynamiksimulation inklusive der Betriebsstrategien im Rundstreckenbetrieb simulieren zu können. Im Folgenden wird beschrieben, wie dazu im Einzelnen vorgegangen wurde.

1. In einer speziellen Rundstreckensimulation wurde eine Grenzkurve für ein Geschwindigkeitsprofil simuliert. Diese berücksichtigte die Achslastverteilung, die Achskinetik sowie weitere Parameter, die für die Fahrdynamiksimulation notwendig sind. Die Grenzkurve beinhaltete die maximal mögliche Grenzgeschwindigkeit bei Kurvenfahrt für eine vorher definierte Fahrwerkeinstellung, Aerodynamiksetup und Bereifung.
2. Es wurde ein Fahrzeug mit diesen Parametern und einer gleichzeitig extrem gesteigerten Motorleistung simuliert. Dies führte dazu, dass auf langen Geraden sehr hohe Geschwindigkeiten erreicht wurden, die ein reales Fahrzeug nicht erreichen könnte.
3. Das so erstellte Geschwindigkeitsprofil wurde wegababhängig als Fahrprofil in die Simulationsumgebung eingetragen und dient als Hüllkurve für das simulierte Fahrzeug.
4. Zusätzlich wurde der wegababhängige Höhenverlauf eingetragen, um die Auswirkung von Steigung oder Gefälle auf die Geschwindigkeit ebenfalls zu berücksichtigen.
5. Ändern sich Fahrdynamikparameter wie z. B. Schwerpunktlage, Achsgeometrie oder Aerodynamik, muss eine neue Hüllkurve simuliert werden.

Die erstellte Hüllkurve wurde als Geschwindigkeitsvorgabe für das Längsdynamikmodell verwendet. In Kurvenfahrten wird eine Geschwindigkeit vorgegeben, die das Fahrzeug erreichen kann (gebundene Geschwindigkeit). Hierin sind, über die zuvor durchgeführte Querdynamiksimulation, bereits die Fahrdynamikparameter des Fahrzeuges enthalten. Der Fahrregler in der Simulation regelt auf diese Geschwindigkeit. Beim Beschleunigen aus der Kurve heraus kann das modellierte Fahrzeug der Geschwindigkeitsvorgabe nicht mehr folgen, da sie mit einem fiktiven Fahrzeug mit extrem höherer Motorleistung erstellt wurde. Das führt dazu, dass der Fahrregler die maximale Leistung solange fordert, bis er die vorge-

gebene Geschwindigkeit wieder erreichen kann (freie Geschwindigkeit). Dies ist dann beim Anbremsen in der nächsten Kurve der Fall. Ein Fahrzeug, das zuvor stärker beschleunigt hatte (vgl. Abbildung 3.13), muss früher bremsen als eines, welches die nächste Kurve mit einer niedrigeren Geschwindigkeit anfährt. Die Voraussetzung dafür ist, dass das fiktive Fahrzeug dieselben Fahrwerkseigenschaften wie die des simulierten Realfahrzeuges besitzt. Da die Vorgabepprofile die Sollgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Weges enthalten, ergibt

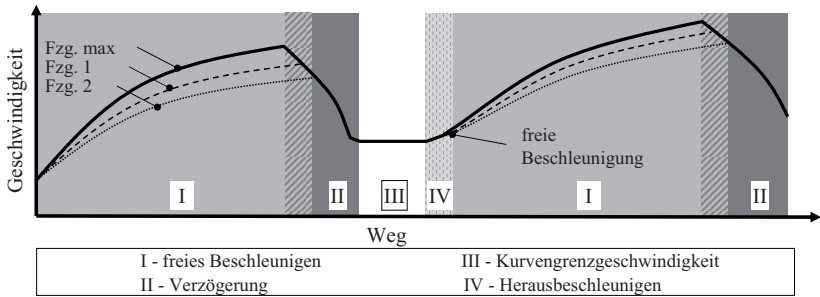


Abbildung 3.13: Beispiel für Hüllkurven für simulierte Geschwindigkeitsverläufe auf einer Rundstrecke

sich die Rundenzeit aus der Zeit, die zum Durchfahren des Profils bzw. zum Zurücklegen des Weges benötigt wurde. Mit dieser Methode können verschiedene Hybridantriebsstrangkonzeppte, Lastpunktverschiebungs- sowie Booststrategien untersucht werden. Die Abbildung 3.14 zeigt ein Beispiel für das in der Simulation hinterlegte Hüllkurvenprofil. Neben dem Geschwindigkeitsprofil wurde auch das wegababhängige Höhenprofil sowie die Krümmung in der Simulation abgelegt. Zusätzlich wurde ein Vorlauf integriert, weil für Vergleiche von Simulationsergebnissen mit unterschiedlichen Strategien außer einem ausgeglichenen Ladezustand auch die Start- und Endgeschwindigkeit für die betrachtete Rundstrecke gleich sein muss. Da es im Rennbetrieb faktisch jedoch keine Stillstandsphase gibt, wird mit Hilfe des Vorlaufes zunächst auf eine Geschwindigkeit von  $136 \text{ km/h}$  beschleunigt. Bei dieser Geschwindigkeit startet das Fahrzeug dann über einen fliegenden Start in den Rundkurs und beendet ihn nach  $20,832 \text{ km}$  wieder mit  $136 \text{ km/h}$ . Für das konventionelle Basisfahrzeug ergab sich unter diesen Bedingungen eine simulierte Rundenzeit von  $8 \text{ min } 08 \text{ s}$ .

Verglichen mit gemessenen Rundenzeiten von Fahrzeugen mit einem vergleichbaren Leistungsgewicht und ähnlicher Leistung erscheint die simulierte Rundenzeit geringfügig zu hoch (vgl. Abbildung 3.15). Die geringste der ermittelten Differenzen war mit  $18 \text{ s}$  ( $3,7 \%$ ) diejenige zur Rundenzeit des Porsche Carrera S (Typ 997II). Die Ursache für diese Abweichungen könnten Fahrwerkseinstellungen, Bereifungen, Umweltbedingungen wie z. B. Luftfeuchtigkeit, Umgebungstemperatur oder Oberflächenbeschaffenheit, unterschiedliche Schaltungen und Fahrereinfluss sein. Aufgrund der großen Zahl möglicher Einflussfaktoren kann



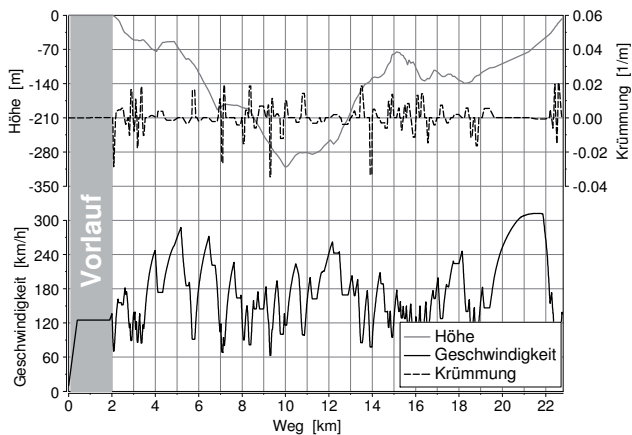


Abbildung 3.14: Beschreibung des Profils der Nordschleife in der Simulation anhand der Geschwindigkeit, Höhe und Krümmung

die vereinfachte Rundstreckensimulation daher nur begrenzt für die Vorhersage von absoluten Rundenzeiten der Fahrzeugkonzepte dienen. Eine relative Aussage zum Einfluss von Fahrzeugparametern und Betriebsstrategien auf die Rundenzeit im Vergleich zu einem Basisfahrzeug ist aber dennoch möglich.

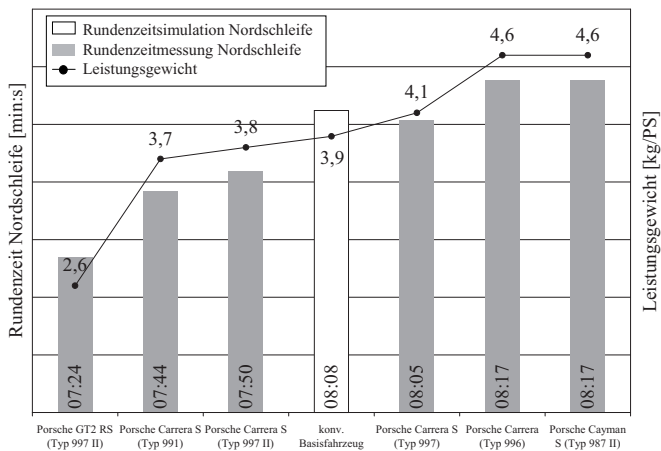


Abbildung 3.15: Vergleich der simulierten und für verschiedene Fahrzeugmodelle gemessenen Rundenzeiten

## 3.5 Gesamtmodellabgleich anhand von Drehmomenten und Drehzahlen

Ausgehend von den Komponentenabgleichen in Kapitel 3.2 enthält dieses Kapitel den Abgleich des Gesamtfahrzeugmodells, um Einflüsse durch die prototypische Umsetzung und den Fahrer auf den Kraftstoffverbrauch ermitteln zu können. Bei dem Prototyp handelte es sich um einen Vorderachshybrid. Das Gesamtfahrzeugmodell wurde mit Messungen vom Rollenprüfstand abgeglichen. Dies ist wichtig, um mit der Simulation belastbare Aussagen bezüglich der nachfolgend simulierten Kraftstoffeinsparpotenziale treffen zu können. Die Abbildung 3.16 zeigt die Ergebnisse des Abgleichs der Motordrehzahlen und des sogenannten Bit-E-Drive (vgl. Abbildung 3.16 A), eine in der Motorsteuerung gemessene Größe, die anzeigt, ob gerade elektrisch oder mit Verbrennungsmotor gefahren wird. Simulation und Messung stimmten sehr gut überein. In der Messung erfolgte lediglich ein ungewollter Motorstopp mit anschließendem Wiederstart, da der Fahrer hier, im Vergleich zur Simulation, zu stark beschleunigte (vgl. Abbildung 3.16 D bei ca. 900 s) und dann kurz Bremsen musste, um der Sollvorgabe wieder folgen zu können. Dies führte in der Betriebsstrategie zunächst zu einem Motorstopp mit direkt danach anschließendem Motorstart.

Die E-Maschinendrehzahl war annähernd deckungsgleich mit dem in der Simulation ermittelten Verlauf. Dies bestätigt, dass die Übersetzungsverhältnisse sowie der dynamische Radhalbmesser der Vorderachse korrekt umgesetzt sind. Des Weiteren ist bei der Beschleunigung auf die Konstantfahrt mit 100 km/h die Schaltung des Vorderachsgetriebes in den zweiten Gang zu erkennen (Abbildung 3.16 B, bei ca. 1150 s). Im Vergleich zur Messung wurde in der Simulation ca. 4.4 s später geschaltet, doch ist der Einfluss auf den Gesamtenergieverbrauch dadurch als gering anzusehen. Größere Abweichungen gab es bei der Wiederstartdrehzahl: Die Drehzahlüberschwinger waren in den Messungen größer als in der Simulation. Die Ursache lag in der Steuerung des Startablaufes, die im Fahrzeugprototypen nicht exakt umgesetzt werden konnte. Dieser Effekt wird in Kapitel 3.5.1 gesondert betrachtet. Im weiteren Verlauf stimmten die Drehzahlverläufe jedoch wieder überein, sodass davon ausgegangen werden kann, dass sich das Schaltprogramm im Fahrzeug gleich zu dem in der Simulation verhält. Beim Abgleich der Drehmomente von E-Maschine und Verbrennungsmotor traten Abweichungen auf (Abbildung 3.17 B,C). Der Betrag der gemessenen Momente schwankte. Dies war auf den Einfluss des Fahrers zurückzuführen, der dem Fahrprofil deutlich unruhiger folgte als der Fahrregler in der Simulation. Die größten Abweichungen traten während der Rekuperation der Bremsphasen auf und können nicht allein auf den Fahrereinfluss zurückzuführen sein. Die Steuerung der Rekuperation selbst hatte durch ihre Abstimmung dabei auch einen Einfluss auf die rekuperierte Energiemenge.

Des Weiteren sind Abweichungen des gemessenen vom simulierten Batterieladezustand (SOC) zu erkennen (Abbildung 3.17 A). Die realen Werte lagen während der gesamten Messzeit maximal 5 % unter den simulierten. Dies lag zum einen daran, dass insgesamt durch den Fahrer weniger Energie rekuperiert wurde. Zum anderen war die SOC-

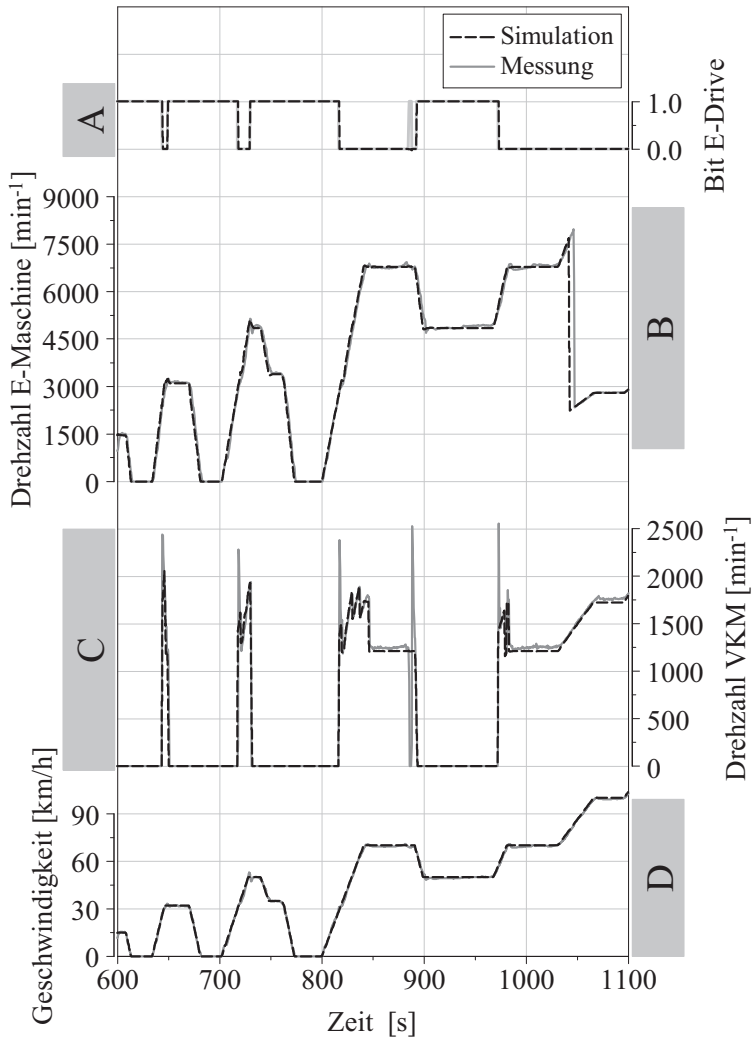


Abbildung 3.16: Abgleich der simulierten Drehzahlen mit Messungen des Prototyps

Berechnung durch den Prototypenstatus der Li-Ionen-Batterie teilweise fehlerbehaftet. Da sich die gemessenen und simulierten Drehmomente sehr ähnlich waren, wurde das Antriebsstrangmodell als abgeglichen betrachtet. Der gemessene Verbrauchswert des Fahr-

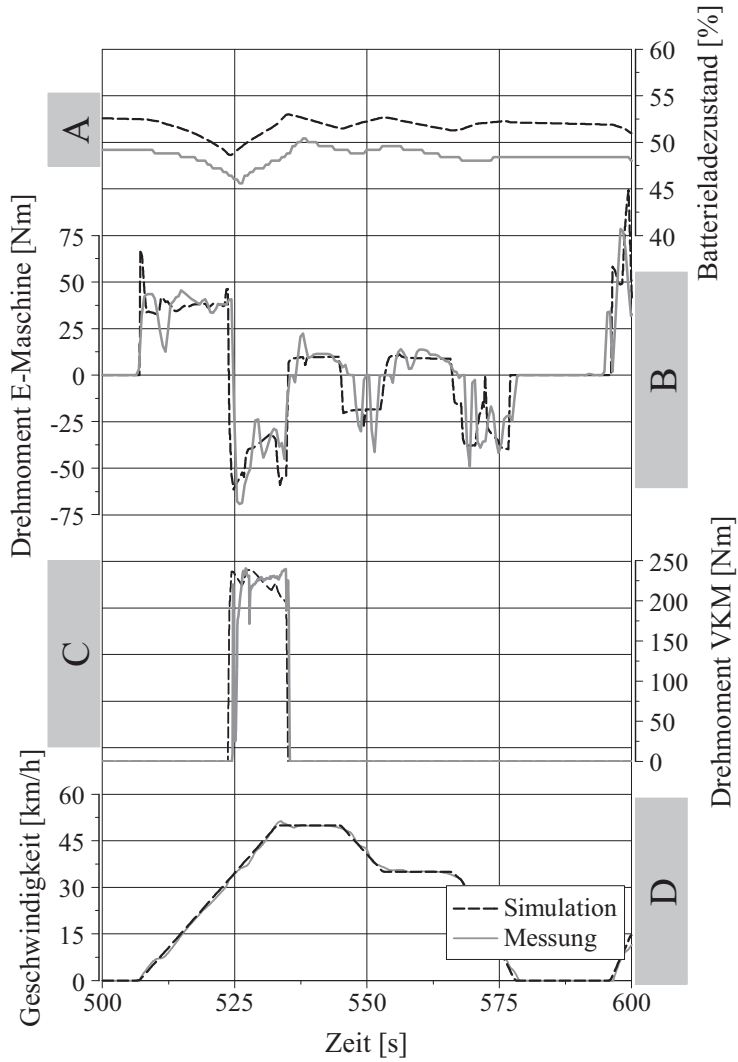


Abbildung 3.17: Abgleich der simulierten Drehmomente mit Messungen des Prototyps

zeugprototypen lag im NEFZ mit der Basisbetriebsstrategie bei  $8,4 \text{ l}/100 \text{ km}$  und war damit ca. 20 % geringer als der des konventionellen Basismodells.

### 3.5.1 Detailanalyse der Einflussfaktoren im Prototypenfahrzeug

Bei der Umsetzung des Prototypen entstanden Einflüsse auf den Verbrauch, die dieser Umsetzung selbst und dem Fahrer (siehe Abschnitt 3.5.2) geschuldet sind. In Abbildung 3.18 sind diese Einflüsse und ihr prozentualer Anteil am relativen Verbrauch dargestellt.

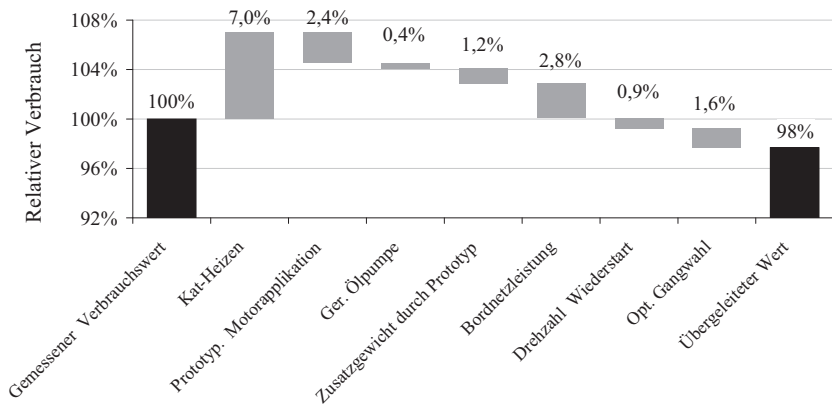


Abbildung 3.18: Einfluss der prototypischen Umsetzung auf den relativen Kraftstoffverbrauch

#### Kat-Heizen

Um die Abgasnormen zu erfüllen und schnell eine gute Konvertierungsrate zu enthalten, müssen Katalysatoren schnell auf Light-Off-Temperatur gebracht werden. Üblicherweise werden sie zu Beginn des Motorlaufes geheizt. Durch den Hybridbetrieb ändern sich die Aufwärmzeiten. Aufgrund der prototypischen Motorapplikation wurde bei der Umsetzung des Prototypen auf die Abstimmung des Kat-Heizens verzichtet. Der Mehrverbrauch, der durch das Heizen des Kats entsteht, wurde aus Messungen des konventionellen Basismodells übernommen und für den Prototyp mit Hilfe der Simulation hinzugerechnet. Es entstand ein Mehrverbrauch von 7 %.

#### Prototypische Motorapplikation

Bei der Umstellung des Fahrzeuges auf den Hybridfahrzeugkoordinator mussten Teile der Motorfunktionen neu abgestimmt werden. Dies betraf u. a. die Klopfregelung. Auf eine Abstimmung der Klopfregelung wurde allerdings verzichtet, weil das Motorklopfen durch generelle Zündwinkelrücknahmen vermieden wurde. Des Weiteren konnte die Motorölpumpe im Prototypen nicht bedarfsgeregt angesteuert werden. Zur Ermittlung dieser Verbrauchsunterschiede wurde der Motor im Prototypen mit der neuen Motorabstimmung gesondert vermessen. Insgesamt ergab sich in der Simulation ein Verbrauchs-

potenzial von 2,8 %, von denen etwa 0,4 % auf die ungeregelte Ölpumpe entfielen, wenn durch die Feinabstimmung des Motors eine Abstimmung auf dem Niveau des Motors aus dem Basisfahrzeug erreicht würde.

#### **Zusatzgewicht durch prototypische Umsetzung**

Das Zusatzgewicht für die Hybridkomponenten betrug ca. 142 kg. Zusätzlich kamen durch den prototypischen Aufbau ca. 102 kg Ausrüstung hinzu. Diese setzte sich aus Messmitteln wie z. B. Temperatursensoren und zugehörigen Messkabeln, den Rapid-Prototyping-Steuergeräten und den Haltern für Kabel und Komponenten zusammen. Darüber hinaus mussten vorhandene Komponenten durch den prototypischen Aufbau geändert bzw. verlegt werden, was eine weitere Gewichtserhöhung, z. B. durch geänderte Leitungen, zur Folge hatte. Mit Hilfe der Simulation wurde die Auswirkung dieses Mehrgewichtes auf den Kraftstoffverbrauch mit 1,2 % bestimmt.

#### **Erhöhter Bordnetzbedarf**

Durch die Messmittel sowie die prototypische Umsetzung von neuen Funktionen auf Rapid-Prototyping-Umgebungen ergab sich ein erhöhter Bordnetzbedarf von durchschnittlich 470 W im elektrischen Fahren und 700 W beim Fahren mit Verbrennungsmotor. Der durchschnittliche Leistungsbedarf des Bordnetzes des konventionellen Basisfahrzeuges betrug 350 W und wurde auch als Zielwert für das Hybridfahrzeug übernommen. Der Verbrauchseinfluss beträgt hier 2,8 %

#### **Gangwahl**

In den Messungen wurde mit um  $150 \text{ min}^{-1}$  erhöhten Schaltdrehzahlen gefahren, um den Verbrennungsmotor mit einer geringeren Last bei höheren Drehzahlen betreiben zu können. Dies führte dazu, dass während der Beschleunigungsphasen später hochgeschaltet wurde als in der Simulation. Die Konstantfahrten wurden mit identischen Gängen absolviert. Mit der Erhöhung der Motordrehzahl wird Motorklopfen während der Beschleunigungsphasen vermieden. Das Verbrauchspotenzial betrug in diesem Fall für den Prototypen 1,6 %.

#### **Drehzahlüberschwinger bei Wiederstart**

Bei dem Wiederstart des Verbrennungsmotors im Testbetrieb ergaben sich Drehzahlüberschwinger. Abbildung 3.19 zeigt exemplarisch einen Überschwinger.

Durch die damit einhergehenden höheren Drehzahlen beim Motorstart entsteht ebenfalls ein Mehrverbrauch. Bei der Basisbetriebsstrategie mit 10 Wiederstarts pro NEFZ betrug der Einfluss auf den Verbrauch 0,9 %.

Fasst man alle erläuterten Einzelpotenziale zusammen, ergibt sich ein Verbrauchseinsparpotenzial von 2 % gegenüber dem gemessenen Wert von 8,4 l/100km (vgl. Abbildung 3.18).

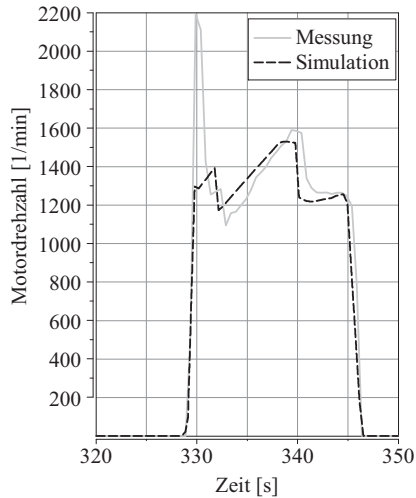


Abbildung 3.19: Drehzahlüberschwinger bei Wiederstart des Prototyp

### 3.5.2 Einflüsse des Fahrers auf den Verbrauch

Zu den Einflüssen durch die prototypische Umsetzung selbst kommen die Einflüsse durch den Fahrer hinzu. Im Prototypen musste das Wunschmoment des Fahrers strategisch auf zwei Antriebsquellen und auch zwei Antriebsachsen verteilt werden. Bei einer Fahrpedalstellung soll ein harmonisches Gesamtantriebsmoment an den beiden Achsen gestellt werden, unabhängig davon welche Antriebsquelle gerade genutzt wird. Im konventionellen Basisfahrzeug ist dieser Fall einfach, weil eine zweite Antriebsquelle nicht zur Verfügung steht. In Abhängigkeit von der Fahrpedalstellung wird ein Moment an der Kurbelwelle gestellt und ein Gang gewählt.

Der Prototyp besaß jedoch zusätzlich zum Verbrennungsmotor einen elektrischen Antrieb an der Vorderachse. Bei Hybridfahrzeugbetrieb wird die Hinterachse zum Antrieb genutzt, während die Vorderachse generatorisch arbeitet und die Batterie lädt. Während einer elektrischen Fahrt fordert der Fahrer Drehmoment an der Kurbelwelle, welches in Abhängigkeit von der Fahrpedalstellung in ein Sollmoment an der Vorderachse umgerechnet werden muss. Eine einfache Umrechnung über die Drehzahlverhältnisse zwischen Kurbelwelle und E-Maschine kann nicht erfolgen, weil innerhalb dieser Übertragungsstrecke das Getriebe liegt sowie weitere Verlustquellen wie z. B. die Reifen mit dem Reifenschlupf. Diese Verlustquellen wurden für die Berechnung des Sollmomentes der E-Maschine berücksichtigt. Die Höhe des Verlustes hängt von zahlreichen Einflussparametern wie z. B. der Temperatur und dem gewählten Gang ab.

Des Weiteren ist das Drehzahlverhältnis zwischen Kurbelwelle und E-Maschine an der Vorderachse nicht eindeutig definiert. Das Drehzahlverhältnis hängt neben der aktuellen

Getriebeübersetzung zusätzlich von der Differenzdrehzahl der Kupplungen sowie von dem dynamischen Radhalbmesser der Räder - und damit von der Geschwindigkeit - ab. Besondere Auswirkung hat dies im Zustand der Lastpunktverschiebung, bei dem die Vorderachse das Fahrzeug bremst, während die Hinterachse antreibt. Durch die Änderung des Lastpunktverschiebungsmomentes verändert sich auch der Betrag und der Einfluss der Verluste auf die Gesamtmomentenbilanz. Dies führt zu Variabilitäten zwischen der Fahrpedalstellung und der Zuordnung zu einem Vortriebsmoment. Damit besteht eine Rückkopplung der gegenwärtigen Systemverluste auf das Fahrerwunschkmoment. Diese wurden aufgrund der hohen Anzahl messtechnisch nur aufwendig zu erfassender Einflussgrößen jedoch nur zum Teil in die Berechnung einbezogen. Dies führte dazu, dass in Abhängigkeit vom Systemzustand unterschiedliche Momente am Rad gestellt wurden. Wie bereits erwähnt, konnten nicht alle Verlustmomente in die Momentenberechnung miteinbezogen werden. Daher musste der Fahrer zum Einhalten einer Geschwindigkeit stetig mit dem Fahrpedal korrigieren.

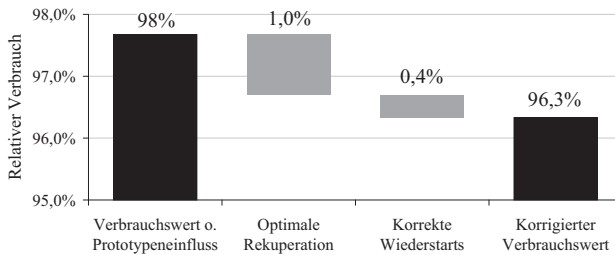


Abbildung 3.20: Einfluss des Fahrers auf den Verbrauch

Bei einer Fahrt im Hybrid-Modus verstärkt sich dieser Effekt, weil die Systemverluste dann zusätzlich auch vom Lademoment, das an der Vorderachse gestellt wird, abhängig sind. Auch die Berücksichtigung des gegenwärtigen Lademomentes in dem Fahrerwunsch kann diesen Effekt nur begrenzt vermindern. Findet nun ein Wechsel der Hybridmodi im Fahrzeugbetrieb statt, wirkt sich dies auf die Bildung des Fahrerwunschkomentes bzw. auf das Fahrpedal aus. Dadurch wird es dem Fahrer erschwert, bei wechselnden Einflüssen das Fahrpedal so zu stellen, dass er dem vorgegebenen Fahrprofil folgen kann. Erhöhen sich die Fahrwiderstände (z. B. durch eine Erhöhung des Lastpunktverschiebungsmomentes oder Wechsel des Modus), wird das Fahrzeug bei gleichem Fahrpedal ggfs. langsamer. Der Fahrer weicht vom Fahrprofil ab und muss das Fahrpedal stärker treten. Umgekehrt muss er bei sinkenden Verlusten das Fahrpedal weniger treten oder sogar bremsen. Bei den gefahrenen Tests führte dies zu Abweichungen vom Vorgabeprofil der Geschwindigkeit und hektischen Reaktionen des Testfahrers. Dies führt dann zu ungewollten Wiederstarts oder Wirkungsgradeinbußen während der Fahrt (z. B. Rekuperationsphasen). Die Auswirkungen auf den Verbrauch wurden mit Hilfe der Simulation ermittelt und sind in Abbildung 3.20 dargestellt.



#### **Optimale Rekuperation**

Das theoretische Rekuperationspotenzial für den Prototyp betrug im NEFZ  $2085\text{ kJ}$ . Abzüglich der Fahrwiderstände, des E-Maschinenwirkungsgrades sowie des Batteriewirkungsgrades, müssten davon laut Simulation ca.  $928\text{ kJ}$  in die Batterie eingespeichert werden. In der entsprechenden Referenzmessung wurden jedoch  $94\text{ kJ}$  weniger (gesamt  $834\text{ kJ}$ ) gespeichert. Wenn diese Energie durch eine optimierte Rekuperation zusätzlich zurückgewonnen werden könnte, entspräche es einem Verbrauchspotenzial von ca. 1 % im NEFZ.

#### **Korrekte Wiederstarts**

Die Auslösung von Wiederstarts erfolgte aufgrund der strategischen Einschaltsschwellen. Wird nach dem Auslösen des Wiederstarts die Ausschaltsschwelle für längere Zeit nicht unterschritten, wird der Motor auch nicht gestoppt. Dies kann dazu führen, dass ein ungewollter Wiederstart einen wesentlich höheren Verbrauchseinfluss hat als in Abbildung 3.20 dargestellt. Im Vergleich zur Simulation wurde in der Referenzmessung ein von der Strategie nicht vorgegebener Wiederstart ausgelöst. Dies führte zu einem Verbrauchsunterschied von 0,4 %. Dieser Wert gilt jedoch nur für diesen spezifischen Testzustand und kann nicht verallgemeinert und übertragen werden.

Auf die Detailoptimierung des Hybridkonzeptes inklusive der Betrachtung der strategischen Schwellen für das hybridische Fahren wird im folgenden Kapitel 5.2 eingegangen. Gegenüber dem gemessenen Verbrauchswert von  $8,4\text{ l}/100\text{ km}$  liegt der um den Fahrer- und Prototypeneinfluss korrigierte Wert bei  $8,1\text{ l}/100\text{ km}$ . Diese Einsparung von 3,7 % auf 96,3 % des Gesamtwertes wäre also ohne zusätzliche Optimierungen zu erreichen. Für die weiteren Optimierungen wurde daher von dieser Basis ausgegangen

## 4 Untersuchung hybrider Betriebszustände

In diesem Kapitel werden zunächst die unterschiedlichen Hybridbetriebszustände sowie deren Einfluss auf den Verbrauch getrennt analysiert. Die Ergebnisse finden dann Anwendung bei der Optimierung des Prototypen für ein sportliches Hybridfahrzeug und sind in den nachfolgenden Abschnitten detailliert beschrieben.

### 4.1 Einflussfaktoren auf den Energieverbrauch eines Fahrzeuges

Der Schwerpunkt bei der Entwicklung eines sportlichen Hybridfahrzeuges liegt auf der Verbrauchssenkung. Im Folgenden wird daher zunächst der Einfluss der vielen auf den Energieverbrauch einwirkenden Faktoren im Einzelnen analysiert. Der Energieverbrauch eines Fahrzeuges ergibt sich aus der für einen bestimmten Fahrerwunsch benötigten Energiemenge bzw. Leistung und dem Wirkungsgrad, der zwischen dem Energiespeicher (Tank oder Batterie) und den angetriebenen Rädern liegt. Mit dem Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{\text{Fahrzeug}}$ , der die Summe aller Wirkungsgradverluste abbildet, ergibt sich für die Ausgangsleistung somit:

$$P_{\text{ein}} \cdot \eta_{\text{Fahrzeug}} = P_{\text{aus}} \quad (4.1)$$

Die Ausgangsleistung  $P_{\text{aus}}$  wird hauptsächlich vom Fahrer bestimmt, indem er von seinem Fahrzeug eine bestimmte Leistung fordert, um seinen Fahrvorgaben zu folgen. Sie kann also durch die Auslegung des Fahrzeuges zunächst nicht beeinflusst werden. Die einzige Ausnahme davon ist, dass das Fahrzeug die vom Fahrer geforderte Leistung nicht erbringen kann oder darf. Der Wirkungsgrad  $\eta_{\text{Fahrzeug}}$  und die erforderliche Eingangsleistung  $P_{\text{ein}}$  können durch die Fahrzeugauslegung und die Fahrzeugbetriebsstrategie maßgeblich beeinflusst werden. Die erforderliche Eingangsleistung wird definiert als:

$$P_{\text{ein}} = P_{\text{FW}} + P_{\text{NA}} = P_L + P_R + P_{\text{St}} + P_B + P_{\text{NA}} \quad (4.2)$$

Mit  $P_{\text{NA}}$  wird die Leistungsaufnahme aller Nebenaggregate bezeichnet, die zum Betrieb des Fahrzeuges und zum Erhalt der Sicherheits- und Komfortfunktionen nötig sind. Darunter fallen z. B. die notwendigen Leistungen zum Betrieb des Generators oder des Klimakompressors.

Der Wirkungsgrad  $\eta_{\text{Fahrzeug}}$  aus Gleichung 4.1 berücksichtigt sowohl die Wirkungsgrade der Nebenaggregate, als auch die des Antriebsstranges. Er summiert somit alle Verlustleistungen auf, die entstehen, wenn Leistung von der Antriebsquelle zum Abtrieb (Getriebe, Kupplungen, Räder) übertragen wird. Zusätzlich werden die Verlustleistungen durch Komponenten berücksichtigt, die zum störungsfreien Betrieb des Fahrzeuges nötig sind wie z. B. der Betrieb der Motorölpumpe oder des Generators mit den entsprechenden Wirkungsgraden.

$P_{FW}$  in Gleichung 4.2 ist die Summe aller Fahrwiderstände, die zum Folgen einer Fahrkurve bzw. zum Folgen der Fahrervorgabe überwunden werden müssen. Sie setzt sich zusammen aus Luft-, Roll-, Steigungs-, und Beschleunigungswiderstand. Für die Analyse der Fahrwiderstände bietet sich als erster Schritt die Untersuchung der einzelnen Fahrwiderstandskomponenten anhand von Empfindlichkeitsfaktoren an. „Empfindlichkeit“ ist in DIN 1319 ([DIN95]) definiert als:

Änderung des Wertes der Ausgangsgröße eines Messgerätes, bezogen auf die sie verursachende Änderung des Wertes der Eingangsgröße.

Die Ausgangsgröße ist in diesem Fall der Energieverbrauch, die Eingangsgrößen sind die einzelnen Komponenten der Fahrwiderstandsgleichung. Daraus resultieren die Empfindlichkeiten  $\epsilon_m$  für die Fahrzeugmasse,  $\epsilon_{c_w A_F}$  für den Luftwiderstand und  $\epsilon_{f_r}$  für den Rollwiderstand:

$$\epsilon_m = \frac{m(c_r K_r + K_{st} + K_b)}{V} \quad (4.3)$$

$$\epsilon_{c_w A} = \frac{c_w A K_I}{V} \quad (4.4)$$

$$\epsilon_{c_r} = \frac{c_r m K_r}{V} \quad (4.5)$$

mit

$$V = \overline{F_{Antrieb}} = \frac{1}{x_2 - x_1} \int_{x_1}^{x_2} \lambda F dx. \quad (4.6)$$

Die Empfindlichkeiten sind Gradienten der Änderung einer Größe in Bezug auf die Gesamtänderung. Eine detaillierte Herleitung der Empfindlichkeitsfaktoren findet sich in Anhang A.1 auf Seite 135. Die Empfindlichkeiten für verschiedene Geschwindigkeitsprofile sind in Abbildung 4.1 für das verwendete sportliche Fahrzeug und dessen Parameter dargestellt. In allen getesteten Zyklen hatte die Masse den größten Einfluss auf den Energieverbrauch. Dies bedeutet für die Auslegung des Hybridfahrzeuges, dass das Zusatzgewicht durch die Hybridkomponenten möglichst gering gehalten werden muss.

Auch im Rundstreckenbetrieb auf dem Nürburgring und auf dem Prüfgelände der Porsche AG in Weissach (PG) besaß die Fahrzeugmasse den höchsten Einfluss auf den Verbrauch. Der Kraftstoffverbrauch ist bei Kurzstreckenrennen von untergeordneter Bedeutung. Hier zählt lediglich die Rundenzeit. Bei Langstreckenrennen hingegen, z. B. 24-h-Rennen, spielt die Effizienz bzw. der Kraftstoffverbrauch eine wesentliche Rolle, weil eine geringe Anzahl an Tankstopps ein entscheidender Vorteil sein kann.

Des Weiteren zeigt die Abbildung 4.1 auch die Empfindlichkeitsfaktoren von Dauerlauftouren (DL). Hier wurden im 24-h-Betrieb kundenrelevante Fahrprofile gefahren. In der

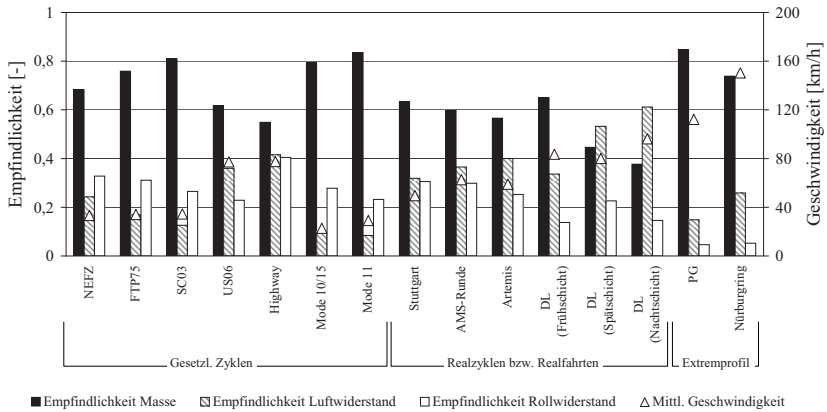


Abbildung 4.1: Berechnete Empfindlichkeitsfaktoren der gesetzlichen Zyklen und von Realfahrprofilen.

Spät- und in der Nachtschicht war der Einfluss des Luftwiderstandes höher. Das ist darauf zurückzuführen, dass in diesen Fahrprofilen große Zeitanteile mit konstanter Geschwindigkeit enthalten sind. Der Luftwiderstand wächst quadratisch mit der Geschwindigkeit, daher ist in diesen Profilen die Abhängigkeit bei hohen Geschwindigkeiten besonders groß. Weiterhin lässt sich aus Abbildung 4.1 ablesen, dass der Rollwiderstand in allen Zyklen mit niedriger Durchschnittsgeschwindigkeit einen größeren Einfluss als der Luftwiderstand hat. Vollhybridfahrzeuge fahren aufgrund des geringen Energiegehaltes der Batterie nur mit geringen Leistungen, also geringen Geschwindigkeiten elektrisch. Daraus ergibt sich die Anforderung, dass zumindest bei der elektrischen Fahrt die Rollwiderstände des Fahrzeuges reduziert werden sollten, um die Effizienz zu erhöhen. Bei einem Hybrid-Antriebsstrang mit elektrischem Achsantrieb kann dies z.B. durch Auslegen der Gänge im Getriebe erfolgen.

Ergänzend wurde der Einfluss der Fahrzeugmasse auf die Fahrzeugbeschleunigung von Null auf 100 km/h untersucht (vgl. Abbildung 4.2). Die Darstellung zeigt die Isolinien für die Beschleunigung des konventionellen Referenzfahrzeuges, das um einen elektrischen Antrieb erweitert wurde. Die Beschleunigung des Basisfahrzeuges betrug 4,3 s auf 100 km/h. Ein Zusatzgewicht von 100 kg verschlechterte diesen Wert um ca. 0,2 s. Die Kennlinie in Abbildung 4.2 zeigt extrapolierte Werte für das Mehrgewicht des elektrischen Zusatzsystems in Abhängigkeit der zusätzlich verfügbaren Leistung. Dabei ist zu beachten, dass sich die Leistungen auf die tatsächlich an der angetriebenen Achse abgesetzten Leistungen beziehen. Es ist zu erkennen, dass bereits bei kleinen Zusatzleistungen Zusatzgewichte von ca. 50 kg auftreten. Diese werden durch die notwendige Zusatzausbauteile wie z. B. Leistungselektronik, Getriebe, Erweiterungen für Kühlkreisläufe sowie Verkabelungen benötigt. Bei weiter steigender Leistung wird die Zunahme des Mehrgewichtes geringer.

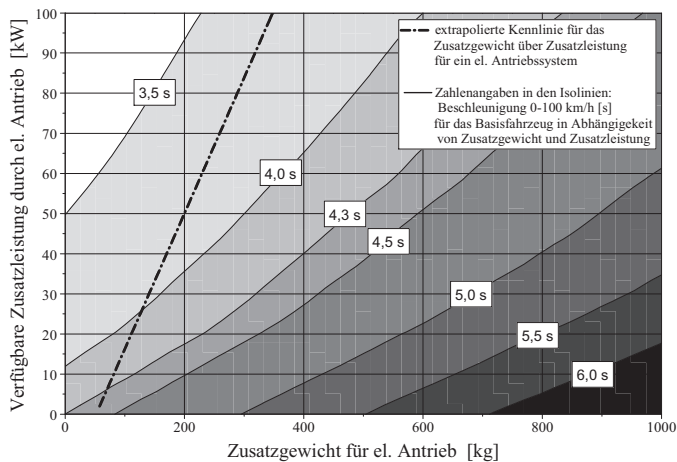


Abbildung 4.2: Auswirkung von Zusatzleistung und Zusatzgewicht des elektrischen Antriebes auf die Beschleunigung beim verwendeten Referenzfahrzeug

## 4.2 Definition der Hybrid-Betriebszustände

Der Hauptzweck eines Antriebsstranges ist es Leistung und Drehmoment bereitzustellen, um den Fahrerwunsch nach einer bestimmten Geschwindigkeit oder Beschleunigung bestmöglich zu erfüllen. Bei einem Hybridfahrzeug soll dieser Zweck mit der größtmöglichen Effizienz erfüllt werden. Dazu stehen bei einem Vollhybridfahrzeug die folgenden Hybridfahrzeugmodi zu Verfügung:

- Lastpunktanhebung: Der Verbrennungsmotorbetriebspunkt wird mit Hilfe der elektrischen Antriebe zu besseren Wirkungsgraden hin verschoben. Mindestens eine E-Maschine befindet sich im generatorischen Betrieb, die Batterie wird dabei geladen.
- Lastpunktabsenkung (Assist): Sowohl der Verbrennungsmotor als auch die elektrische(n) Maschinen(n) geben Moment ab, jedoch befindet sich der Verbrennungsmotor im Teillastbetrieb. Die Batterie wird entladen.
- Elektrisch Fahren: Das Fahrzeug wird nur durch das elektrische Antriebssystem angetrieben. Der Verbrennungsmotor ist ausgeschaltet.
- Rekuperation: Damit wird die Verzögerung des Fahrzeuges mit Hilfe der elektrischen Maschinen bezeichnet. Dadurch wird kinetische Energie des Fahrzeuges gewandelt und in Form von elektrischer Energie in die Batterie zurückgespeist.

- Boost: Sowohl der Verbrennungsmotor als auch die elektrische(n) Maschine(n) geben Moment ab. Der Verbrennungsmotor befindet sich im Vollastbetrieb.

Für die Auslegung der Betriebsstrategie wird jeder Modus für sich allein betrachtet, auch wenn die Auswirkungen der Hybridfahrzeugmodi natürlich untereinander verknüpft sind. So muss z.B. für die elektrische Fahrt die Batterie einen ausreichenden Ladezustand besitzen. Dieser wird, ausgenommen bei Plug-In-Hybridfahrzeugen, jedoch durch die Lastpunktverschiebung und Rekuperation erreicht. Grundsätzlich gilt, dass es Hybridfahrzeugmodi gibt, die Energie aus der Batterie entnehmen und andere, die Energie in die Batterie einspeichern (vgl. Abbildung 4.3). Jeder Hybridbetriebszustand ist mit Antriebsstrang-

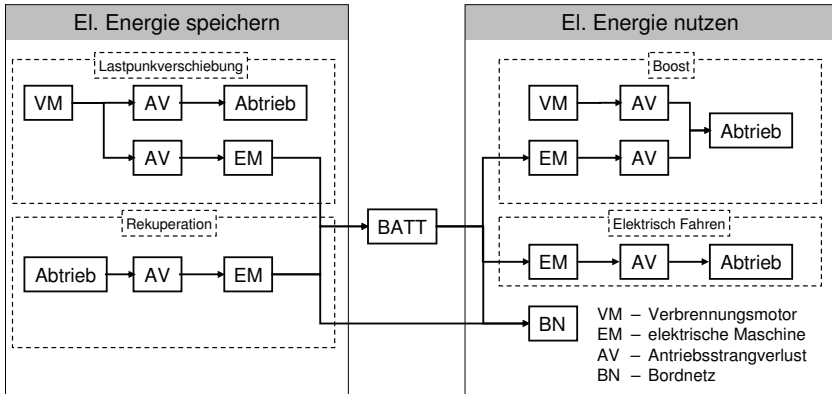


Abbildung 4.3: Schema der Wirkungsgradkette im Antriebsstrang

verlusten behaftet. Daher ist es das Ziel, die Antriebsstrangverluste für jeden Hybridbetriebszustand zu minimieren. Dies kann zum einen durch die Antriebsstrangtopologie und die Betriebsstrategie beeinflusst werden. Zum anderen müssen die Betriebszustände aber auch so angewählt werden, dass sie in der aktuellen Fahrsituation die größtmögliche Energieeinsparung erzielen, um die Verluste insgesamt zu minimieren. Dies wird durch eine optimierte Betriebsstrategie erreicht.

### 4.3 Elektrische Fahrt

Die elektrische Fahrt erlaubt es, das Fahrzeug mit ausgeschaltetem Verbrennungsmotor fortzubewegen und somit Motorbetriebspunkte mit ungünstigem Verbrauch, insbesondere bei niedriger Last, zu vermeiden. Bei einer Forderung nach einem ausgeglichenen Ladezustand wird der Verbrauchsvorteil für die elektrische Fahrt um den Kraftstoffmehrverbrauch durch die Lastpunktverschiebung geschmälert. Nach Abbildung 4.3 sind die Funktionen, die Energie in die Batterie einspeichern, die Lastpunktverschiebung (siehe Kapitel 4.4)

oder die Rekuperation (siehe Kapitel 4.5). In der Abbildung 4.3 ist ebenfalls zu erkennen, dass jeder Vorgang, der Energie aus der Batterie entnimmt und wieder einspeichert, mit Antriebsstrangverlusten behaftet ist. Der Energiebedarf bei der elektrischen Fahrt wird außer vom Fahrprofil auch durch den Antriebsstrangwirkungsgrad bestimmt. Für die elektrische Fahrt kann ein maximal zugelassener elektrischer Energiebedarf festgelegt werden, oberhalb dessen der Verbrennungsmotor zugestartet wird. Während der elektrischen Fahrt besteht bei den untersuchten Konzepten die Möglichkeit, den elektrischen Energiebedarf über die Betriebsstrategie zu optimieren. Bei mehr als einer elektrischen Antriebsquelle im Antriebsstrang kann dies über eine optimierte Antriebsmomentenverteilung auf die Antriebe erfolgen. In dieser Arbeit wurde zwischen zwei Hauptpositionen für einen elektrischen Antrieb im Hybridfahrzeug unterschieden:

1. Motornahe Position:

Die E-Maschine ist motornah positioniert. Dadurch besteht bei der elektrischen Fahrt über den gewählten Gang des Getriebes ein Einfluss auf den Betriebspunkt der E-Maschine. Zusätzlich wird bei Parallelhybridfahrzeugen ein Trennelement zwischen E-Maschine und Verbrennungsmotor vorgesehen, um den Verbrennungsmotor bei der elektrischen Fahrt nicht mitschleppen zu müssen. Dieser Typ des Antriebsstranges wird in dieser Arbeit als „Standardhybrid“ bezeichnet.

2. Achснаhe Position:

Die E-Maschine ist an einer der Achsen angebracht. Bei der elektrischen Fahrt kann kein direkter Einfluss auf den Betriebspunkt der E-Maschine genommen werden. Der aus dieser Konzeption resultierende Antriebsstrang wird in dieser Arbeit als „Achshybrid“ bezeichnet.

Bei dem in Abbildung 2.6 vorgestellten sogenannten erweiterten Antriebsstrangkzept wird die elektrische Antriebsleistung strategisch auf zwei oder mehr Antriebe verteilt, um den Antriebsstrangwirkungsgrad dadurch weiter maximieren zu können. Fährt das Fahrzeug mit beiden elektrischen Antrieben, kann die strategische Antriebsmomentverteilung auf den maximalen Systemwirkungsgrad optimiert werden.

In Abbildung 4.4 und 4.5 ist die strategische Antriebsmomentenverteilung für den maximalen Systemwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und dem Gesamtradmoment für das erweiterte Konzept (Achshybrid+Standardhybrid) dargestellt. Die Werte im Kennfeld zeigen, welcher Anteil des Gesamtradmomentes von der E-Maschine an der Vorderachse dargestellt werden muss, um den maximalen Systemwirkungsgrad zu erhalten. Bei 100 % wird das gesamte Antriebsmoment auf die Vorderachse geleitet, bei 0 % treibt allein die Hinterachse das Fahrzeug an. Dazwischen ist eine stufenlose Anpassung der Verteilung möglich. Des Weiteren wurde bei der optimierten Antriebsmomentenverteilung der jeweils für diesen Fahrzustand optimale Gang des Doppelkupplungsgetriebes, sowie dessen Verluste, berücksichtigt.

In Abbildung 4.4 wurde eine wirkungsgradoptimale elektrische Allradverteilung für eine konstante Übersetzung für den elektrischen Achsantrieb von  $i = 4,16$  simuliert. Damit

kann die E-Maschine an der Vorderachse im gesamten Geschwindigkeitsbereich betrieben werden. Aus den Werten in der Abbildung ist ersichtlich, dass bei einem elektrischen Allradantrieb mit dieser Konfiguration in weiten Betriebsbereichen nur ca. 20 – 30 % des geforderten Antriebsmomentes über den elektrischen Achsantrieb abgesetzt werden. Der Grund dafür ist, dass die Übersetzung des elektrischen Achsantriebes auf den gesamten Geschwindigkeitsbereich bis 330 km/h ausgelegt ist. Die E-Maschine erreicht ihren maximalen Wirkungsgrad bei mittleren Drehzahlen. Diese werden bei der konstanten Übersetzung auch im mittleren Geschwindigkeitsbereich erreicht. In der Abbildung 4.4 wird für einen maximalen Systemwirkungsgrad die Verteilung der Antriebsmomente erst ab höheren Geschwindigkeiten stärker auf den Achsantrieb an der Vorderachse verschoben. In Abbildung 4.5 wurde das in Abschnitt 3.2 bereits erläuterte 2-Gang-Getriebe an der Vorderachse mitberücksichtigt. Die optimale Antriebsmomentenverteilung im Geschwindigkeitsbereich zwischen 30 – 70 km/h liegt hier bei 90 – 95 % auf der Vorderachse, da die E-Maschine in Kombination mit der kürzeren Übersetzung im 1. Gang ( $i = 11,54$ ) des 2-Gang-Vorderachsgetriebes in diesem Betriebsbereich den höchsten Wirkungsgrad erreicht.

Bei der Verteilung des gesamten Antriebsmomentes auf eine Achse wird die andere Achse nicht für den Vortrieb genutzt. Sie wird mitgeschleppt und erhöht durch ihre Schleppmomente den Energieverbrauch. Um diesen Verbrauch zu verringern, muss das Schleppmoment an der jeweils ungenutzten Achse verringert werden. Bei einer Konstantfahrt bei der das komplette Antriebsmoment auf die Vorderachse geleitet wird (vgl. Abbildung 4.5), können dazu die beiden Gänge im Doppelkupplungsgetriebe (DKG) an der Hinterachse ausgelegt werden, um so die Schleppmomente zu verringern.

### 4.3.1 Bedeutung der Antriebsstrangwirkungsgrade

Beim Antrieb des Fahrzeuges allein über den elektrischen Achsantrieb hat der gewählte Gang des Getriebes keinen Einfluss auf die Drehzahl der E-Maschine. Drehzahl und Drehmoment der E-Maschine hängen hauptsächlich vom Wunschmodent des Fahrers sowie der Fahrzeuggeschwindigkeit ab. Ein Gangwechsel des Getriebes führt lediglich zu einer Änderung des Getriebeschleppmomentes, was eine Änderung des Fahrwiderstandes mit sich bringt und somit auch den Betriebspunkt der E-Maschine ändert.

Abbildung 4.6 zeigt die Verlustleistungen des Doppelkupplungsgetriebes für verschiedene Antriebsstrangkonfigurationen. Beim elektrischen Achsantrieb wird während der elektrischen Fahrt keine Antriebsleistung über das Getriebe bzw. Doppelkupplungsgetriebe übertragen. Um zusätzliche Reaktionszeiten zu vermeiden kann es jedoch sein, dass der Getriebegang passend zu der momentanen Fahrgeschwindigkeit eingelegt bzw. mitgeführt wird. Dadurch wird eine zusätzliche Reaktionszeit des Antriebsstranges vermieden, falls bei einem plötzlich stark erhöhten Fahrerwunsch („Kickdown“, „Panikbeschleunigung“) der korrekte Getriebegang für den Verbrennungsmotorbetrieb erneut eingelegt werden muss.

Wenn bei einem elektrischen Achsantrieb die Gänge des Doppelkupplungsgetriebes mitgeführt werden müssen, entstehen jedoch zusätzliche Verluste im Getriebe und an beiden



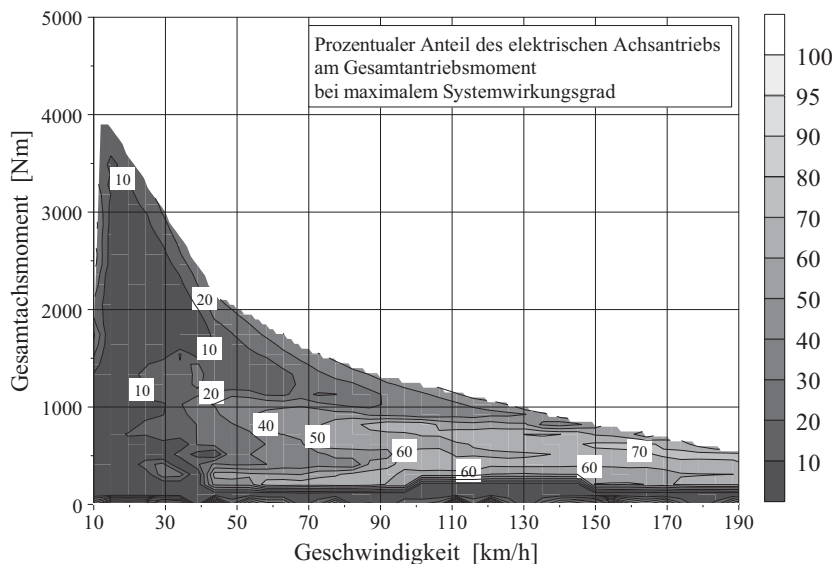


Abbildung 4.4: Allradverteilung mit maximalem Gesamtwirkungsgrad bei elektrischer Fahrt für einen sportlichen Vorderachshybrid mit fester Vorderachsgetriebeübersetzung

Kupplungen. Die Ursache dafür ist, dass die an den Verbrennungsmotor angebundene Primärseite steht, während die Sekundärseite durch die Verbindung zum Abtrieb mitgedreht wird. Die Differenzdrehzahl zwischen Primär- und Sekundärseite ist sehr groß und führt bei den ölgekühlten Lamellenkupplungen zu einer hohen Verlustleistung. Zusätzlich steigt der Kühlölbedarf, da die entstehende Wärme abgeführt werden muss. Des Weiteren entstehen Verluste im Radsatz des Getriebes sowie im Getriebe des Achsantriebes. Beim Standardhybrid wird beim elektrischen Fahren eine der Kupplungen des Doppelkupplungsgetriebes zur Übertragung der Kraft geschlossen. Die Differenzdrehzahl und mit ihr die Verlustleistung der Kupplung sinken dabei auf Null. In dem in Abbildung 4.6 dargestellten Beispiel fährt das Fahrzeug im sechsten Gang, der auf der zweiten Antriebswelle positioniert ist. Daher wird auch die Kupplung „K2“ geschlossen. Auf der ersten Antriebswelle wird der fünfte Gang vorgewählt. Die Sekundärseite der Kupplung K1 besitzt somit eine höhere Drehzahl als die Sekundärseite der Kupplung K2. Dies führt zu einer Differenzdrehzahl zwischen Primär- und Sekundärseite und somit zu entsprechenden Verlustleistungen. Diese Verlustleistung fällt jedoch geringer als bei dem Betrieb mit ausgelegtem Gang in dem ungenutzten Teilgetriebe aus, da die Differenzdrehzahl zwischen den Kupplungshälften geringer ist.

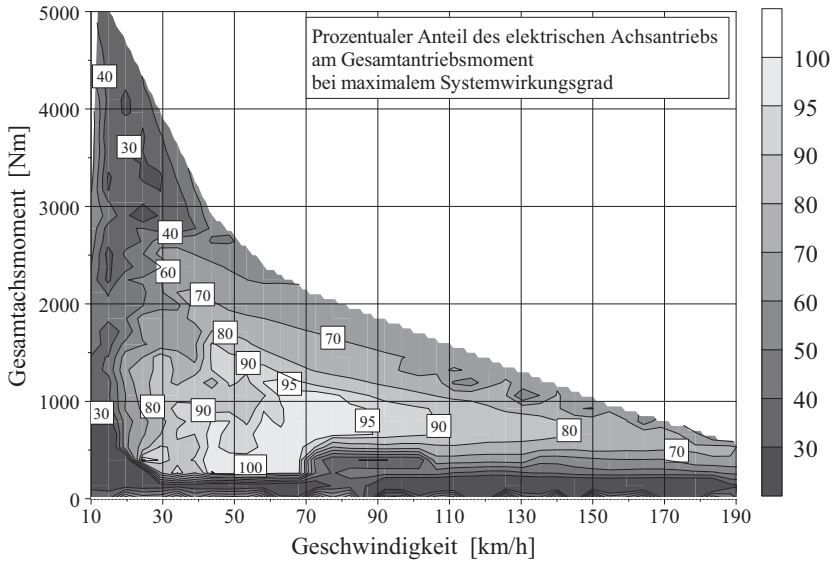


Abbildung 4.5: Allradverteilung mit maximalem Gesamtwirkungsgrad bei elektrischer Fahrt für einen sportlichen Vorderachshybrid mit 2-Gang-Vorderachsgetriebe

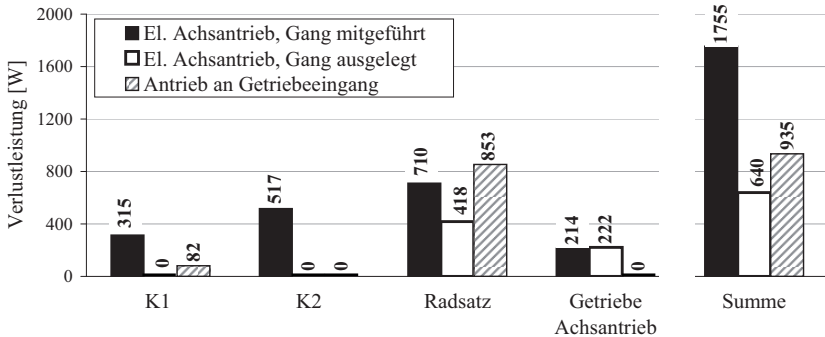


Abbildung 4.6: Anteile der Schleppverluste des Getriebes bei elektrischer Konstantfahrt mit 50 km/h

Im Vergleich zu der Variante mit Achsantrieb steigen beim Standardhybrid die Verluste im Radsatz und mitgeführtem Gang durch die Last, die nun über das Getriebe übertragen

wird. Das Getriebe für den Achsantrieb wird in diesem Fahrzeugkonzept nicht benötigt und verursacht daher auch keine Verluste. Bei dem Fahrzeug mit elektrischem Achsantrieb sinken die Systemverluste noch weiter, wenn die Gänge im Doppelkupplungsgetriebe ausgelegt werden. Die Absolut- und Differenzdrehzahlen der offenen Kupplungen gehen auf Null zurück. Somit sinkt hier im Idealfall sogar der Kühllölbedarf. Auch im Radsatz werden die Verluste kleiner, da auch hier einige Teile nicht mit angetrieben werden müssen. Außerdem verringern sich die Verluste im Getriebe des Achsantriebes im Vergleich zu der Variante mit dem mitgeführten Gang. Der Grund dafür ist die geringere Belastung durch die geringeren Fahrwiderstände. Tabelle 4.1 zeigt die erforderlichen mechanischen Antriebsleistungen für die Konstantfahrt mit 30, 50 und 100  $\text{km/h}$  sowie die entstehenden Verlustleistungen im mechanischen Antriebsstrang und den Übertragungswirkungsgrad, der sich aus diesen Werten ergibt. Die Bezeichnungen „Gang ausgelegt“ und „Gang mitgeführt“ bezeichnen jeweils Varianten mit elektrischem Achsantrieb und ausgelegtem bzw. mitgeführtem Gang im Doppelkupplungsgetriebe. Die Simulationsergebnisse zeigten, dass das System mit elek-

Tabelle 4.1: Antriebswirkungsgrad von Standardhybrid und Achshybrid bei elektrischer Fahrt unter verschiedenen Betriebszuständen in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

| Geschwindigkeit   | Antriebsstrang  | Antriebsleistung<br>kW | Verlustleistung<br>kW | Wirkungsgrad<br>% |
|-------------------|-----------------|------------------------|-----------------------|-------------------|
| 30 $\text{km/h}$  | Gang ausgelegt  | 2,37                   | 0,37                  | 84,5              |
|                   | Gang mitgeführt | 3,34                   | 1,33                  | 60,0              |
|                   | Standardantrieb | 2,64                   | 0,54                  | 79,4              |
| 50 $\text{km/h}$  | Gang ausgelegt  | 4,81                   | 0,64                  | 86,7              |
|                   | Gang mitgeführt | 5,93                   | 1,76                  | 70,4              |
|                   | Standardantrieb | 5,22                   | 0,93                  | 82,1              |
| 100 $\text{km/h}$ | Gang ausgelegt  | 16,89                  | 1,58                  | 90,7              |
|                   | Gang mitgeführt | 19,43                  | 4,12                  | 78,8              |
|                   | Standardantrieb | 17,81                  | 2,33                  | 86,9              |

trischem Achsantrieb den höchsten Übertragungswirkungsgrad bei ausgelegtem Gang des Doppelkupplungsgetriebes besitzt. Bei eingelegtem Gang und mitgeschlepptem Getriebe sinkt er deutlich ab. Gegenüber diesem System besitzt der Standardhybridantriebsstrang Wirkungsgradvorteile. Grundsätzlich steigt der mechanische Antriebswirkungsgrad mit steigender Antriebsleistung, weil der Anteil der Getriebeverluste bei höheren Leistungen weniger stark ins Gewicht fällt. Der elektrische Achsantrieb bietet Wirkungsgradvorteile, wenn das Antriebsstrangschleppmoment durch das Auslegen des Ganges minimiert wird. Der Standardhybridantriebsstrang bietet den zusätzlichen Freiheitsgrad, dass durch die Gangwahl der Betriebspunkt der E-Maschine in einen Bereich mit optimalem Maschinenwirkungsgrad verschoben werden kann. Allerdings muss bei diesem Konzept insgesamt mehr mechanische Antriebsleistung aufgebracht werden als bei dem Konzept mit Achsantrieb und ausgelegtem Gang.

### 4.3.2 Betrachtung der elektrischen Wirkungsgrade

Neben den mechanischen wurden auch die elektrischen Wirkungsgrade der Antriebsstrangkonzzepte untersucht. In Abbildung 4.7 sind zusätzlich zu diesen E-Maschinenwirkungsgraden auch die möglichen Reichweiten während Konstantfahrten aufgetragen. Diese ergeben sich aus dem nutzbaren Energiegehalt der Batterie von  $1814 \text{ kJ}$  (vgl. Kapitel 3.2) und dem Energiebedarf des Fahrzeuges für die Traktion, die Nebenaggregate und den Bordnetzbedarf.

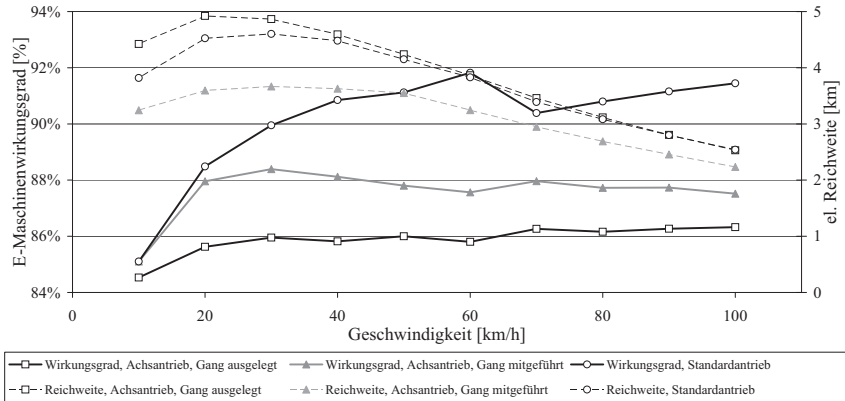


Abbildung 4.7: Reichweite und Wirkungsgrad bei elektrischer Konstantfahrt mit verschiedenen Geschwindigkeiten

In Abbildung 4.7 ist zu erkennen, dass im Standardantriebsstrang der E-Maschinenwirkungsgrad höher ist als beim Achsantrieb, weil die E-Maschine durch das Getriebe in einem optimalen Wirkungsgradbereich betrieben werden kann. Die E-Maschine des Achsantriebes ist hingegen hauptsächlich an die Fahrgeschwindigkeit gebunden. Gegenüber der Fahrt mit Achsantrieb und mitgeführtem Gang sind die E-Maschinenwirkungsgrade bei ausgelegtem Gang nochmals ca. 2 % geringer. Durch das Auslegen des Ganges verringern sich die Fahrwiderstände und damit auch die Last an der E-Maschine. In diesen Betriebsbereichen führt eine geringere Last zu einem schlechteren E-Maschinenwirkungsgrad. Durch die geringeren Fahrwiderstände wird jedoch auch die zum Antrieb des Fahrzeugs benötigte Leistung geringer. Obwohl der aktuelle Wirkungsgrad der E-Maschine bei Konstantfahrt mit dem Standardantrieb bei  $20 \text{ km/h}$  ca. 2,9 % höher liegt als mit dem elektrischen Achsantrieb, ist die Reichweite des Standardantriebes in diesem Betriebspunkt um ca. 398 m bzw. 8,1 % geringer. Die Ursache dafür ist, dass ca.  $207 \text{ W}$  ( $= 12,5 \%$ ) mehr mechanische Antriebsleistung zum Fahren benötigt würden. Der Reichweitenvorteil des elektrischen Achsantriebes besteht in dieser Systemkonfiguration bis zu einer Konstantfahrt mit ca.  $70 \text{ km/h}$ . Oberhalb dieser Geschwindigkeit nimmt der Einfluss der Antriebsstrangverluste

ab und der des E-Maschinenwirkungsgrades zu. Daher bietet der Standardantriebsstrang bei  $> 70 \text{ km/h}$  Vorteile.

Das Achsantriebskonzept kann durch eine schaltbare Übersetzung die Vorteile des Standardantriebsstranges (Betriebspunktwahl) mit den Vorteilen des Achsantriebes (geringe Fahrwiderstände) verbinden. Abbildung 4.8 zeigt Wirkungsgrade und Reichweiten eines Achsantriebes mit zusätzlichem 2-Gang-Getriebe im Vergleich zum Standardantrieb. Es ist zu erkennen, dass durch den zweiten Gang der E-Maschinenwirkungsgrad bei höheren Geschwindigkeiten auf das Niveau des Standardantriebes angehoben werden kann. Dadurch steigt auch die Reichweite des Fahrzeuges im Geschwindigkeitsbereich  $> 70 \text{ km/h}$  um durchschnittlich 5 % gegenüber dem Betrieb mit nur einem Gang.

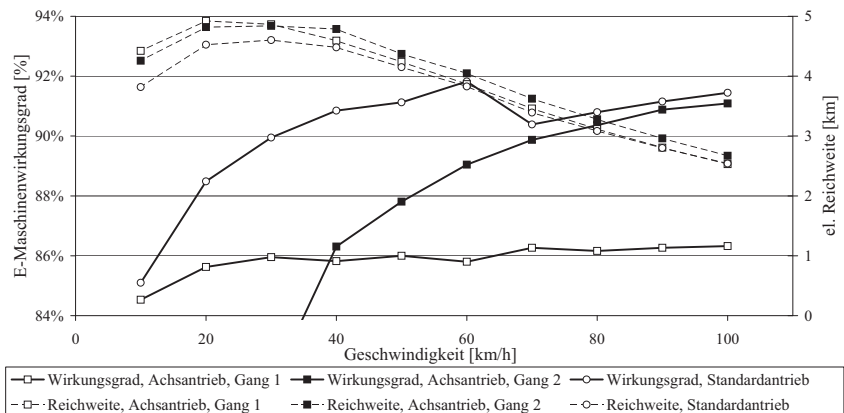


Abbildung 4.8: Reichweite und Wirkungsgrad des Vorderachsangebotes mit 2-Gang-Getriebe

### 4.3.3 Betriebsstrategie für die elektrische Fahrt

Aus der im vorausgegangenen Abschnitt geschilderten Analyse der Betriebszustände der beiden unterschiedlichen Antriebsstrangtopologien ließen sich folgende Rahmenbedingungen für die Anforderungen an eine Betriebsstrategie für das „elektrische Fahren“ ableiten:

1. Die Fahrwiderstände und Verluste im Antriebsstrang haben relevanten Einfluss auf die elektrische Reichweite und den Energieverbrauch.
2. Das Doppelkupplungsgetriebe ermöglicht die Betriebspunktverbesserung der E-Maschine. Bei geringen Geschwindigkeiten und Leistungen wird der Wirkungsgradgewinn durch die zusätzlichen Verluste des Doppelkupplungsgetriebes überkompensiert.

3. Für den elektrischen Achsantrieb bietet ein Zweiganggetriebe bei Geschwindigkeiten oberhalb von 70  $km/h$  Wirkungsgradvorteile.

#### Achshybrid:

Für das elektrische Fahren bietet der elektrische Achsantrieb in diesem Fahrzeug nur dann Vorteile, wenn das Schleppmoment minimiert wird, indem während der Fahrt die Gänge des Doppelkupplungsgetriebes ausgelegt werden. Soll ein Wiederstart erfolgen und das Fahrzeug über den Verbrennungsmotor angetrieben werden, verlängert sich automatisch die Reaktionszeit, weil zunächst wieder der passende Gang eingelegt werden muss, um über eine der beiden Kupplungen des Doppelkupplungsgetriebes den Kraftschluss über die Straße herzustellen. Dieser Nachteil kann durch Funktionen gemindert werden, die einen möglichen Wiederstart präzisieren und den Gang bereits rechtzeitig genug wieder einlegen. Jedoch können auch diese Funktionen spontane Fahrerreaktionen nicht präzisieren.

#### Standardantrieb:

Beim Standardantrieb kann der Betriebspunkt der E-Maschine durch den gewählten Gang positiv beeinflusst werden. Dies führt bei geringen Geschwindigkeiten zu Wirkungsgradvorteilen. Durch das erforderliche Trennelement und dessen Betriebsgrenzen sind der Betriebspunktwahl jedoch Grenzen gesetzt. In Tabelle 4.2 sind die Energieverbräuche der einzelnen Antriebsstrangkonzeppte gegenübergestellt. Die elektrische Fahrt mit dem Achsantrieb

Tabelle 4.2: Energieverbrauch von Achshybrid mit 2-Gang-Getriebe und Standardhybrid bei elektrischer Fahrt in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

| Geschwindigkeit | Achshybrid<br>(2-Gang, Gang im DKG ausgelegt) | Standardhybrid |
|-----------------|---|----------------|
| $km/h$          | $kWh/100km$                                   | $kWh/100km$    |
| 10              | 11,4  | 13,2           |
| 20              | 10,2  | 11,2           |
| 30              | 10,4  | 11,0           |
| 40              | 10,5  | 11,3           |
| 50              | 11,5  | 12,2           |
| 60              | 12,5  | 13,2           |
| 70              | 13,9  | 14,9           |
| 80              | 15,4  | 16,4           |
| 90              | 17,0  | 18,0           |
| 100             | 18,9  | 19,9           |

benötigt insgesamt weniger Energie und erbringt somit eine größere Reichweite, und ist dem Standardantrieb daher dann vorzuziehen, wenn die Abkopplung der nicht genutzten Achse erfolgen kann. Bei der Kombination beider Konzepte (vgl. Abbildung 2.6 auf Seite 19) muss die Antriebsleistung wirkungsgradoptimal durch die Betriebsstrategie verteilt

werden. In Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und dem geforderten Gesamtmoment muss diese Antriebsmomentverteilung dynamisch den jeweils höchsten Gesamtwirkungsgrad aus der Kombination der Antriebsleistungen mehrerer E-Maschinen einstellen und dabei gleichzeitig die Rückwirkung auf das Fahrverhalten berücksichtigen.

### 4.4 Lastpunktverschiebung

Mit einer Lastpunktverschiebung werden folgende Ziele verfolgt:

1. Laden des Energiespeichers, um ausreichend elektrische Energie für die Hybridfahrzeugfunktionen (z. B. Elektrisch Fahren) sowie den Bordnetzbedarf bereitzustellen.
2. Optimieren des Verbrennungsmotorbetriebes durch Beeinflussung des Betriebspunktes.

Aus diesen übergeordneten Zielen lassen sich folgende Ansatzpunkte für eine Optimierung ableiten:

- Stärke der Lastpunktverschiebung:  
Diese ist ausschlaggebend für die Ladeleistung der Batterie, die damit Einfluss auf den Systemwirkungsgrad hat und auf die Energiemenge, die während der Lastpunktverschiebung eingespeichert wird.
- Zeitpunkt und Dauer der Lastpunktverschiebung:  
Der Zeitpunkt richtet sich im Wesentlichen nach der Entscheidung darüber, wann ein Verbrennungsmotorlauf aus Verbrauchssicht sinnvoller ist als der elektrische Betrieb. Es besteht jedoch ein Zielkonflikt: Weil Gesamtstrecke und Fahrprofil unbekannt sind, kann mit dem aktuellen Stand der Technik nicht exakt prognostiziert werden, wann Laden oder Entladen sinnvoller wäre, um ein globales Wirkungsgradoptimum für die Gesamtstrecke und minimalen Energieverbrauch zu erreichen.

Einige Ansätze für die Auslegung einer Lastpunktverschiebung für Hybridfahrzeuge wurden bereits publiziert. [Steinmaurer07] stellte ein allgemeines Optimierungsverfahren für die Steuerung eines Hybridsystems mit Zwischenspeicher vor. Bei diesem Verfahren wird jedoch die Strecke bzw. der Belastungsverlauf über die Zeit als bekannt vorausgesetzt. In [Back05] wird ausgeführt, dass bei einer Konstantfahrt mit mittlerer Last die Lastpunktverschiebung zu Vorteilen führt, wenn anschließend eine Fahrt mit geringer Geschwindigkeit und schlechtem Verbrennungsmotorwirkungsgrad durch elektromotorischen Betrieb durchgeführt werden kann. Andererseits kann unter bestimmten Umständen aber auch ein Verbrauchsvorteil erzielt werden, wenn durch die E-Maschine die Fahrt unterstützt und dadurch der Ladezustand gesenkt wird. Wenn sich daran eine Bergabfahrt mit Rekuperation anschließen würde, wären Vorteile zu erwarten, weil der Ladezustand wieder ausgeglichen wird. Ohne entsprechende Telematiksysteme können aber keine Prognosen über den Streckenverlauf getroffen werden. Daher hängt auch die Bestimmung des Betriebsmo-

dus (elektrisches Fahren, Lastpunktverschiebung) stark von Fahrstrecke und Lastmoment ab. [Sciaretta04], [Tate98] und [Wilde08] versuchten, die Fahrleistungen durch eine vorausschauende Steuerung der Ladestrategie zu verbessern.

Für das in dieser Arbeit dargestellte sportliche Hybridfahrzeugkonzept standen keine vorausschauenden Informationen zur Verfügung; die Strecke war daher nicht bekannt. Der Schwerpunkt lag deshalb auf der wirkungsgradoptimalen Auslegung der Ladeleistung während der Lastpunktverschiebung sowie eine letztlich den Verbrauch senkende Umschaltung zwischen elektrischem Betrieb und Lastpunktverschiebung. Diese bedarfs- und wirkungsgradoptimale Ladestrategie verfolgt somit das Ziel, den Wirkungsgrad innerhalb des aktuellen Betriebszustands auf Basis des vorhergegangenen Fahrprofils zu optimieren. Beispiele für solche Ansätze sind in [Bücherl07] und [Fleckner09] zu finden.

[Fleckner10] und [Fleckner09] stellten einen einfachen Ansatz zur Auslegung einer Ladestrategie vor. Anhand von vorher definierten Gütekriterien wurden drei unterschiedliche Ladekennfelder erstellt. Diese werden in Abhängigkeit von der Stärke des Ladewunsches gewählt. Das ausgewählte Lademoment ergibt sich aus dem Wirkungsgradoptimum der Komponenten Verbrennungsmotor, E-Maschine und Batterie. Über einen Energieäquivalenzfaktor erfolgt der Vergleich zwischen der in der Batterie gespeicherten Energie und dem Kraftstoffverbrauch. Über diesen Ansatz gelingt eine wirkungsgradgünstige Abstimmung von elektrischem Fahrbetrieb und Lastpunktverschiebung. Der in [Fleckner09] vorgestellte Ansatz ist für Hybridfahrzeuge mit einer direkten Verbindung von Verbrennungsmotor und E-Maschine, dem Standardantriebsstrang, geeignet und ermöglicht einen verbrauchsgünstigen Betrieb. Der Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad ist jedoch zusätzlich abhängig von Anzahl und Positionierung der E-Maschinen im Antriebsstrang. Die beiden Konzepte unterscheiden sich somit hinsichtlich der optimalen Ladestärken. Daher wurde der Ansatz aus [Fleckner09] in dieser Arbeit weiterverfolgt und auf Achshybridfahrzeuge erweitert.

#### 4.4.1 Definition des Energiekostenfaktors

Um der in der Traktionsbatterie eingespeicherten elektrischen Energie einen äquivalenten Kraftstoffverbrauch zuordnen zu können, wurde ein Energiekostenfaktor (EKF) eingeführt.

Abbildung 4.9 zeigt exemplarisch den Kraftstoffmassenstrom des Verbrennungsmotors in Abhängigkeit von der abgegebenen Leistung für verschiedene konstante Drehzahlen. Ein Teil der vom Verbrennungsmotor abgegebenen Leistung  $P_{VKM}$  wird zum Antreiben des Fahrzeuges benötigt. Der restliche Teil ist die Zusatzleistung  $P_{LPV}$ , die für die Lastpunktverschiebung benötigt wird. Entsprechend dieser Zusatzleistung kann der Zusatzverbrauch für die Lastpunktverschiebung definiert werden als:

$$B_{LPV} = B_{VKM} - B_{Antrieb} \left[ \frac{kg}{h} \right]. \quad (4.7)$$



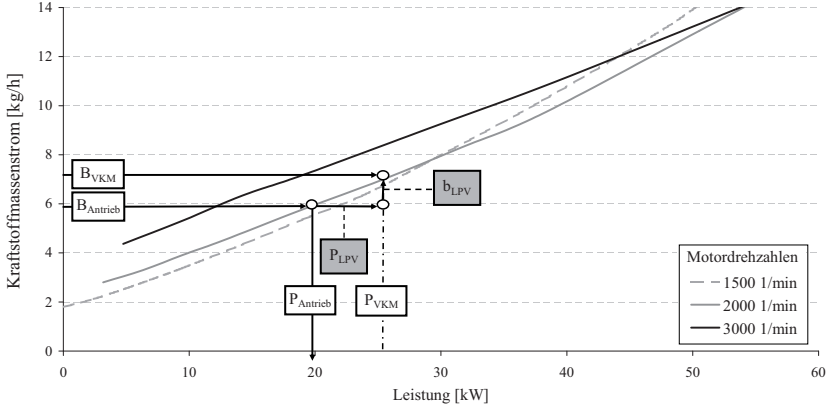


Abbildung 4.9: Schema für die Ermittlung des Zusatzverbrauch durch Lastpunktverschiebung

Der Energiekostenfaktor ist definiert als Quotient aus der zusätzlich zum Laden der Batterie benötigten Kraftstoffmenge  $B_{LPV}$  und der während der Ladephase in die Batterie eingespeicherten Energie. Beim Übergang vom kontinuierlichen auf diskretes Verhalten ist der EKF während einer Lastpunktverschiebung vom Zeitpunkt  $t_0$  bis  $t_1$  definiert als:

$$EK_{F_{LPV}} = \frac{mk_{t1} - mk_{t0}}{E_{t1} - E_{t0}} \quad (4.8)$$

dabei ist  $mk$  die absolute zusätzlich verbrauchte Kraftstoffmenge zum Zeitpunkt  $t_n$ .  $E_{tn}$  bezeichnet die in der Batterie verfügbare Energiemenge zum Zeitpunkt  $t_n$ . Mit Hilfe des EKF ist es möglich, die Energiekosten in der Batterie zu bewerten und einem äquivalenten Kraftstoffverbrauch zuzuordnen. Dadurch kann eine Entscheidung getroffen werden, ob im aktuellen Fahrzustand elektrisches Fahren oder Fahren mit Verbrennungsmotor energetisch günstiger ist. Dies erfordert die Betrachtung der an den Rädern benötigten Antriebsleistung. Die Gesamtantriebsleistung des Fahrzeuges besteht aus der Summe der Antriebsleistung aller Räder:

$$P_{F,ges} = \sum_{k=1}^n P_k. \quad (4.9)$$

Bei Antrieb durch den Verbrennungsmotor ergibt sich die Leistung am Rad durch die vom Motor abgegebene Leistung  $P_{VKM}$  und dem Antriebsstrangwirkungsgrad  $\eta_{AS,VKM}$ . Dieser fasst alle Verluste zusammen, die bei der Übertragung der Leistung aufs Rad entstehen:

$$P_{F,ges} = P_{VKM} \cdot \eta_{AS,VKM}. \quad (4.10)$$

Analog dazu ergibt sich für den rein elektrischen Antrieb:

$$P_{F,ges} = P_{EM,mech} \cdot \eta_{AS,El}. \quad (4.11)$$

Beim Achshybridfahrzeug kann der Antriebsstrangwirkungsgrad für die Fahrt mit dem Verbrennungsmotor  $\eta_{AS,VKM}$  nicht mit dem für die elektrische Fahrt  $\eta_{AS,El}$  gleichgesetzt werden, weil sich die Verluste bei der Übertragung der Leistung zum Rad unterscheiden. Um die Entscheidung über die Notwendigkeit zur Lastpunktverschiebung bzw. für das elektrische Fahren zu treffen, muss der elektrische Verbrauch mit dem des Verbrennungsmotors verglichen werden. Dazu wird mit Hilfe des EKF die jeweils aktuell genutzte Batterieleistung in einen äquivalenten Kraftstoffverbrauch  $b_{el}$  umgerechnet:

$$B_{el} = P_{BATT} \cdot EKF. \quad (4.12)$$

Mit Gl. 4.12 kann der äquivalente Kraftstoffverbrauch für die elektrische Fahrt bestimmt werden. Elektrisch Fahren ist energetisch günstiger, wenn für den aktuellen Betriebspunkt gilt:

$$B_{el} \leq B_{VKM} \quad (4.13)$$

Bei Rekuperation nimmt der EKF den Wert 0 an, da keine zusätzliche Kraftstoffenergie zum Laden der Traktionsbatterie eingesetzt werden muss. Diese Definition ist im Hinblick auf die Steuerung der Energieentnahme aus der Traktionsbatterie durch den EKF aus folgendem Grund sinnvoll: Wurde über einen betrachteten Zeitraum die Batterie komplett durch Rekuperation geladen, steht „günstige“ Energie in ausreichendem Maße zur Verfügung und kann z. B. durch den Assist-Betrieb genutzt werden wenn E-Fahren nicht möglich ist. Wurde dagegen die Batterie im gleichen Zeitraum ausschließlich durch Lastpunktverschiebung geladen, stellt sich ein hoher EKF ein und das Entladen der Traktionsbatterie wird entsprechend stark eingeschränkt.

Die Kenntnis der Kraftstoffkosten für einen Ladezustand der Traktionsbatterie ermöglicht somit die intelligente Nutzung dieser Energie für zusätzliche Funktionen neben dem elektrischen Fahren wie z. B. das Halten der Zylinderabschaltung (vgl. Abschnitt 5.5.1). Die optimierte Steuerung wird durch eine Berechnung des EKFs während der Simulation ermöglicht. Weitere Einzelheiten zur Berechnung finden sich auf Seite 146 des Anhangs A.3.

#### 4.4.2 Wirkungsgradketten bei Lastpunktverschiebung

Durch die in Abschnitt 3.3.2 vorgestellte Ladestrategie wurden drei Kennfelder definiert, die das Lademoment abhängig von Fahrerwunschleistung und Geschwindigkeit bestimmen. Die Auslegung der Kennfelder erfolgte unter Berücksichtigung der Energiekostenfaktoren für das jeweilige Antriebsstrangkzept. In dem angewählten Ladekennfeld sind über die Ladestärke indirekt minimale und maximale Energiekostenfaktoren hinterlegt.

Abhängig vom Antriebsstrangkonzzept kann somit die verbrauchsgünstige Ladestärke variieren. Damit variieren auch die Energiekosten für die in die Batterie eingespeicherte Energie und mit ihnen auch die Bereiche in denen elektrisches Fahren aus Verbrauchssicht sinnvoll ist. Die Antriebsstrangtopologie beeinflusst damit die Betriebsstrategie.

### Direkte Lastpunktverschiebung

Direkte Lastpunktverschiebung ist mit dem Standardhybridantriebsstrang möglich. Dabei befindet sich die E-Maschine direkt am Verbrennungsmotor. Beide Komponenten haben die gleiche Drehzahl, die von der Fahrgeschwindigkeit und von dem gewählten Gang abhängt. Bei diesem Konzept wird ein Teil der mechanischen Energie des Verbrennungsmotors zum Antrieb genutzt, ein anderer Teil wird über die E-Maschine in die Batterie eingespeichert. Die Abbildung 4.10 zeigt den Wert des Energiekostenfaktors über der Ladestärke

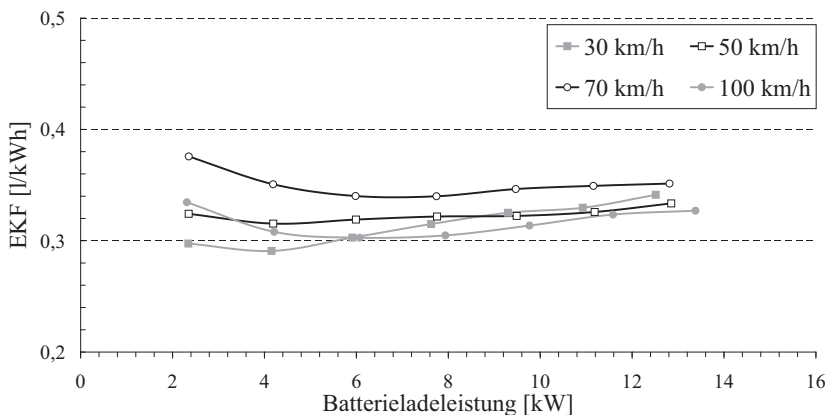


Abbildung 4.10: Energiekostenfaktor im Standardhybrid

in Abhängigkeit von verschiedenen Geschwindigkeiten. Die Werte für den Energiekostenfaktor bewegen sich im Bereich zwischen  $0,29 \text{ l/kWh}$  und  $0,37 \text{ l/kWh}$  als äquivalenter Zusatzverbrauch für die Batterieladung. Durch die höheren Batterieverluste nehmen die EKF-Werte bei steigender Ladeleistung zu. Da E-Maschine und Verbrennungsmotor die gleiche Drehzahl haben, ist die Geschwindigkeitsabhängigkeit des EKF auf die Motordrehzahl, und damit auf den gewählten Gang des Getriebes, und die Lage des Ausgangspunktes im Kennfeld zurückzuführen. Der Gang bietet jedoch keine Optimierungsmöglichkeit, da last- und geschwindigkeitsabhängig bereits ein optimaler Gang aus Sicht der Fahrbarkeit und des Verbrauches ohne Lastpunktverschiebung gewählt wird. Des Weiteren nimmt der EKF zu kleineren Ladeleistungen zu. Dieser Effekt kann mit dem geringen E-Maschinenwirkungsgrad bei kleinen Drehmomenten erklärt werden. Das bedeutet, dass die E-Maschine nur einen kleinen Teil der zusätzlich aufgebrauchten mechanischen Energie in elektrische Energie wandelt. Damit steigt der Zusatzverbrauch gegenüber der Batterie

zugeführten Energie an. Die Verläufe des EKF's über den Ladeleistungen sind im Bereich von 4–12 kW etwa konstant. Dies zeigt den dominanten Einfluss des Verbrennungsmotors. Eine weitere Lasterhöhung führt, in bestimmten Grenzen, zu einem linear ansteigenden Kraftstoffverbrauch.

### Lastpunktverschiebung über die Straße

Lastpunktverschiebung über die Straße muss bei Konzepten durchgeführt werden, deren E-Maschine an derjenigen Achse angebracht ist, die nicht vom Verbrennungsmotor angetrieben wird. Zusätzlich besteht keine mechanische Verbindung zwischen E-Maschine und Verbrennungsmotor außer der Verbindung über die Straße. Bei der Übertragung der mechanischen Energie vom Verbrennungsmotor zur E-Maschine treten zusätzliche Verluste durch die höhere Last des Getriebes und durch die Übertragung über die Räder auf. Bei den in

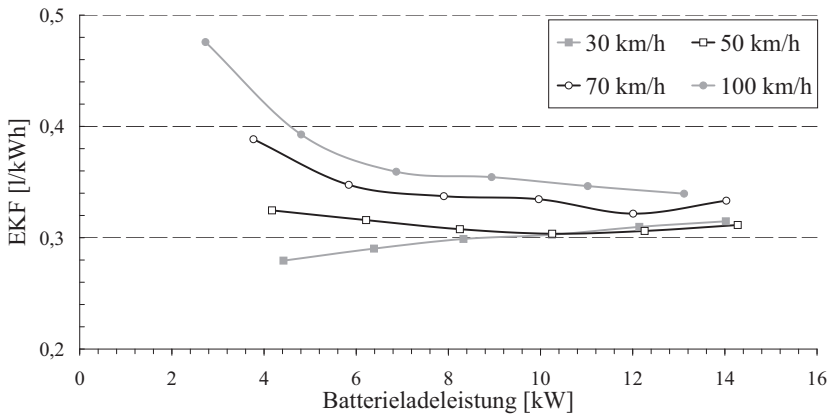


Abbildung 4.11: Energiekostenfaktor im Vorderachshybrid mit Lastpunktverschiebung über die Straße

Abbildung 4.11 dargestellten Werten zeigt sich ein größerer Einfluss von Geschwindigkeit und Ladeleistung als bei der direkten Lastpunktverschiebung. Es traten EKF-Werte bis zu 0,48 l/kWh auf. Da die E-Maschinendrehzahl durch den Achsantrieb direkt an die Geschwindigkeit gekoppelt ist, steigt die Verlustleistung bei hohen Geschwindigkeiten bzw. hohen E-Maschinendrehzahlen und kleinen Ladeleistungen. Damit lassen sich auch die hohen EKF-Werte bei kleinen Ladeleistungen erklären. Bei höheren Batterieladeleistungen ab ca. 11 kW werden, trotz der zusätzlichen Verlustquellen zwischen Verbrennungsmotor und E-Maschine, ähnliche EKF-Werte wie beim Standardhybrid erreicht. Die Lastpunktverschiebung über die Straße bedingt, dass die Achse mit dem verbrennungsmotorischen Antrieb antreibt, während die Achse mit der E-Maschine bremst. Dies kann in Kurven oder Fahrsituationen mit glattem Untergrund zu instabilem Fahrverhalten führen. Da dies gerade bei Sportwagen als kritisch zu bewerten ist, kann die Ladeleistung

über die Straße nicht beliebig gesteigert werden. Die Ladeleistung muss bei diesem Konzept über fahrdynamische Parameter begrenzt werden. Hinzu kommt, dass dieses Konzept die Batterie im Fahrzeugstillstand nicht laden kann.

### Zwei E-Maschinen im Antriebsstrang

Eine E-Maschine wird als elektrischer Achsantrieb konzipiert, die zweite E-Maschine wird direkt an die Kurbelwelle angebracht. Im Fall des hier untersuchten Fahrzeuges wird die Hinterachse bereits durch den Verbrennungsmotor angetrieben. Der elektrische Achsantrieb muss also die Vorderachse antreiben. Soll die elektrische Fahrt ausschließlich mit dem Achsantrieb durchgeführt werden, kann auf ein Trennelement zwischen Verbrennungsmotor und zweiter E-Maschine verzichtet werden. In diesem Fall kann das Doppelkupplungsgetriebe als Trennelement dienen indem beide Gänge ausgelegt werden.

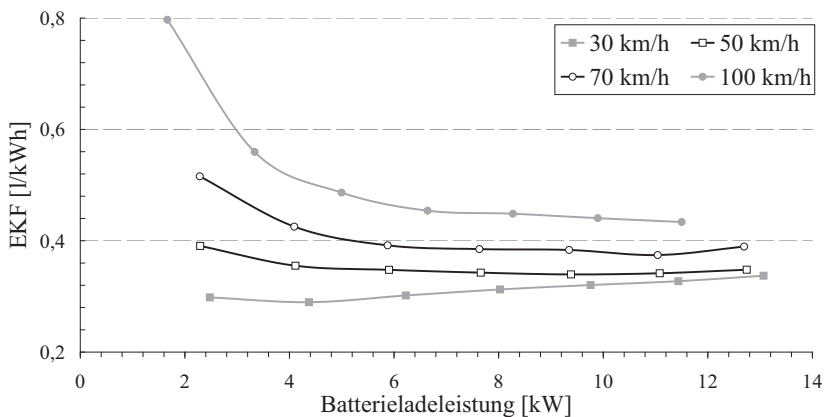


Abbildung 4.12: Energiekostenfaktor für ein Vorderachshybridfahrzeug mit Kurbelwellenstartergenerator

In diesem Konzept können beide E-Maschinen die Batterie laden. Bei dem in Abbildung 4.12 dargestellten EKF-Werten lädt zunächst nur die an der Kurbelwelle (Hinterachse) positionierte E-Maschine die Batterie. Der Achsantrieb stellt in diesem Fahrzustand null Drehmoment am Rad, um die Fahrstabilität des Fahrzeuges nicht zu beeinflussen. Dadurch, dass die E-Maschine für die Regelung des Nullmomentes aktiv bestromt werden muss, entsteht eine zusätzliche Verbraucherlast. Diese muss von der E-Maschine an der Kurbelwelle durch eine zusätzliche Lastpunktverschiebung und damit zusätzlichen Kraftstoffbedarf aufgebracht werden. Die Verluste des Achsantriebes sind drehzahl- bzw. geschwindigkeitsabhängig, was den Geschwindigkeitseinfluss auf die EKF-Werte in Abbildung 4.12 erklärt.

In einem weiteren Schritt kann nun der Achsantrieb zusätzlich Moment stellen. Damit verbessert sich der Wirkungsgrad der E-Maschine des Achsantriebes. Stellt die E-Maschine an der Achse ein antreibendes Moment, wird zusätzlich elektrische Leistung benötigt, die

durch die E-Maschine an der Kurbelwelle zusätzlich nachgeladen werden muss, um eine bestimmte Ladeleistung zu erreichen. Stellt die E-Maschine an der Achse ein bremsendes Moment, trägt sie auch zum Laden der Batterie bei. Die E-Maschine an der Hinterachse muss somit für eine vorgegebene Ladeleistung weniger generatorisches Moment stellen. Der Verbrennungsmotor muss jedoch zur Erfüllung der Fahraufgabe trotzdem ein erhöhtes Moment stellen. In Abbildung 4.13 sind die EKF-Werte für eine Ladeleistung von 8,5 kWh bei einer Konstantfahrt von 50 km/h angegeben.

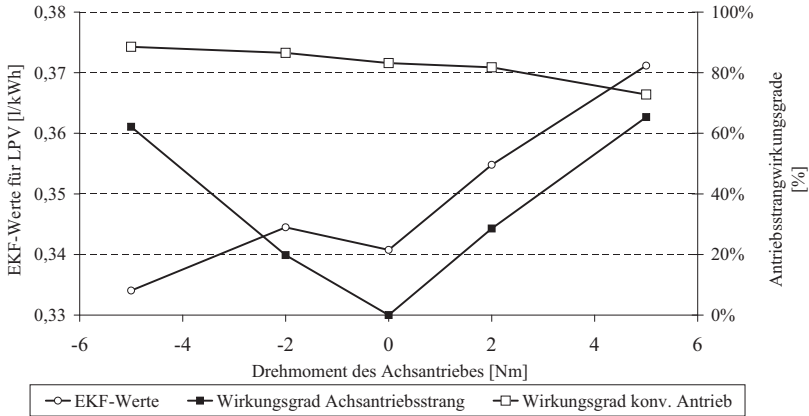


Abbildung 4.13: Antriebsstrangwirkungsgrad und Energiekostenfaktor (EKF) für Lastpunktverschiebung bei Konstantfahrt mit 50 km/h

Der Wirkungsgrad der E-Maschine am Achsantrieb ist null, wenn kein Moment von diesem Antrieb abgegeben wird. Positive Momente in der Abbildung 4.13 bedeuten antreibendes Moment, negative Momente bewirken ein bremsendes Moment. Der Wirkungsgrad des Antriebsstranges an der Vorderachse beinhaltet den Wirkungsgrad der E-Maschine und den Wirkungsgrad des E-Maschinen-Getriebes. Wie zu erkennen ist, wird er unabhängig davon, ob ein antreibendes oder bremsendes Moment gestellt wird, erheblich besser.

Der Wirkungsgrad des konventionellen Antriebsstranges bezeichnet den Übertragungswirkungsgrad von der zweiten E-Maschine an der Hinterachse über das Doppelkupplungsgetriebe zum Rad. Bei positiven Antriebsmomenten des Achsantriebes verringert sich dieser Wirkungsgrad, da die übertragende Leistung, bei ähnlichen Getriebeverlusten, über diesen Leistungszweig geringer wird.

Der EKF verringert sich bei bremsenden Momenten, da hier der maximale Ladewirkungsgrad erreicht wird. Durch die bremsende Achse werden jedoch zusätzlich die Verluste im Gesamtsystem erhöht, da mehr Leistung durchgesetzt wird. Die antreibende Achse muss neben dem Lastpunktverschiebungsmoment, das durch die beiden E-Maschinen generiert wird, auch noch diese zusätzlichen Verluste abdecken. Durch die gegeneinander verspannten Antriebsachsen steigt die Verlustleistung daher trotz eines besseren Wirkungsgrades an. Abbildung 4.14 zeigt den relativen Einfluss eines konstanten Achsantriebsmomentes

auf den Verbrauch. Der Ausgangspunkt dabei ist, dass der Achsantrieb ein Nullmoment stellt. Die Verbrauchsänderungen werden exemplarisch für drei Konstantfahrgeschwindigkeiten von 20, 50 und 120 km/h betrachtet. Das Fahrzeug wird dabei wechselnd zwischen „elektrisch Fahren“ und dem Antrieb durch den Verbrennungsmotor mit Laden der Batterie („Hybridbetrieb“) betrieben.

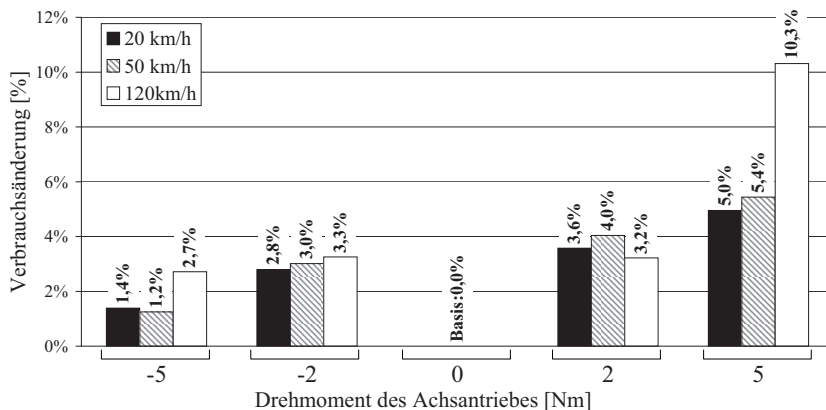


Abbildung 4.14: Mehrverbrauch bei einem Wechsel zwischen elektrischem Fahren und Hybridbetrieb mit konstantem Vorderachsmoment

Beide Momente führen zu einem Mehrverbrauch. Bremsende Momente erhöhen den Verbrauch in diesem Konzept durch die Erhöhung der Gesamtverlustleistung. Antreibende Momente führen über die mehrfache Energiewandlung zu einem höheren Energieverbrauch. Die höchsten Mehrverbräuche resultierten bei einer hohen Geschwindigkeit aus der hohen Drehzahl des Achsantriebes. Diese erzeugt zum einen hohe Verlustleistungen, zum anderen werden durch die konstante Momentenvorgabe insgesamt hohe Leistungen von etwa 2,5 kW bei 120 km/h und 5 Nm Drehmoment gefordert, die den Gesamtenergiedurchsatz erhöhen.

Das Ziel der Antriebsstrangoptimierung ist es daher, den Gesamtenergiedurchsatz zu verringern. Bei einer erheblichen Verringerung des Energiedurchsatzes können ggfs. Wirkungsgradnachteile in Kauf genommen werden, wenn sie durch die Verringerung des Energiedurchsatzes überkompensiert werden.

## 4.4.3 Verlustaufteilung während der Lastpunktverschiebung

Um den Gesamtenergiedurchsatz durch den Antriebsstrang während der Lastpunktverschiebung zu minimieren, wurden die Einzelverlustquellen während der Lastpunktverschiebung untersucht. Die Abbildung 4.15 zeigt die Aufteilung der Antriebsstrangverluste der

untersuchten Antriebsstränge während der Lastpunktverschiebung. Exemplarisch erfolgt die Betrachtung bei einer Ladeleistung von 6 kW bei einer Konstantfahrt von 50 km/h.

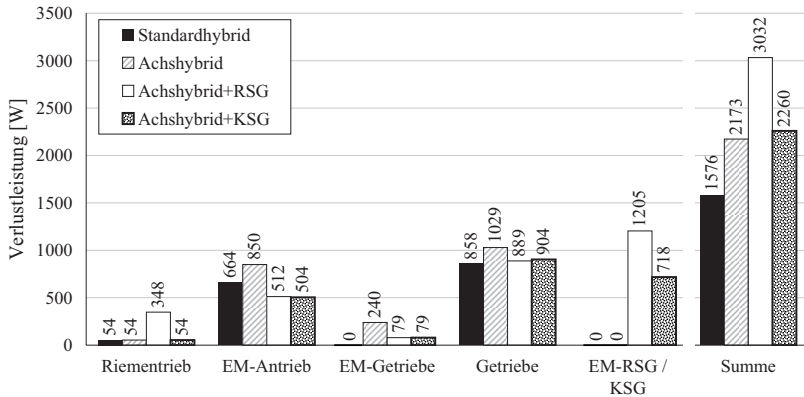


Abbildung 4.15: Verlustaufteilung bei Lastpunktverschiebung (6 kW Batterieladeleistung)

Der Standardhybrid besitzt insgesamt die geringsten Verluste. Die Ursache dafür ist, dass das Lastpunktverschiebungsmoment direkt vom Verbrennungsmotor an die E-Maschine überführt werden kann. Das Getriebe muss nur die Leistung übertragen, die zum Fahren benötigt wird. Daher besitzt das Getriebe in diesem Zustand, verglichen mit den anderen Konzepten, die geringste Verlustleistung.

Beim Achshybrid muss die Leistung, die für die Lastpunktverschiebung nötig ist, zusätzlich über das Getriebe übertragen werden. Dies erhöht die lastabhängigen Verluste im Getriebe und führt zu einer größeren Verlustleistung. Hinzu kommt der Verlust in dem zusätzlichen Getriebe, das für die Anbindung der E-Maschine an die Achse benötigt wird.

Bei der Kombination dieser beiden Antriebsstrangtopologien kann entweder die Anbindung der E-Maschine über einen Riemen an den Motor (RSG) oder die direkte Anbindung (KSG) ausgeführt werden. Bei der Anbindung über einen Riemen muss dieser zusätzlich verstärkt werden, um die höheren Leistungen übertragen zu können. Dies erhöht neben der Last auch die Verlustleistung.

Durch das zusätzliche Getriebe des Achsantriebes erhöht sich auch der Fahrwiderstand. Dadurch wird die Last des Doppelkupplungsgetriebes erhöht, was ebenfalls eine Erhöhung der Verlustleistung, gegenüber dem Standardhybrid, zur Folge hat. Der Riemen-Starter-Generator erreicht nach aktuellem Stand der Technik zudem nicht die Wirkungsgrade einer E-Maschine an der Kurbelwelle. Dadurch fällt hier die Verlustleistung höher aus als bei dem Konzept mit Kurbelwellen-Starter-Generator (KSG).

Hinsichtlich der Verlustleistung der Hybridkonzepte bei Lastpunktverschiebung, bietet der Standardhybrid deutliche Vorteile. Die anderen Hybridantriebsstränge bieten jedoch neue



Freiheitsgrade bei der Betriebsführung, wie z. B. das Abkoppeln von nicht benötigten Aggregaten.

Die verschiedenen Betriebsstrategiemöglichkeiten zur Kraftstoffersparnis werden im Folgenden untersucht.

### 4.4.4 Verbrauchsvorteile bei Konstantfahrt

Zunächst wurden die Verbrauchsvorteile der Konzepte bei Konstantfahrt in Abhängigkeit von der Ladestärke gegenüber dem konventionellen Fahrzeug untersucht. Diese Untersuchungen helfen, die Grenzen für elektrisch sinnvolles Fahren zu definieren. Dies geschah in Abhängigkeit der Ladestärke.

Bei den Konstantfahrten wurde ein intermittierender Betrieb zwischen elektrischer Fahrt und der Fahrt mit Lastpunktverschiebung dargestellt. Das in Abbildung 4.16 gezeigte Kennfeld verdeutlicht den relativen Verbrauchsvorteil dieser intermittierenden Konstantfahrt gegenüber der Fahrt mit dauerhaft angeschaltetem Verbrennungsmotor ohne Lastpunktverschiebung („konventionelle Fahrt“). Bei den hier dargestellten Ergebnissen handelt es sich um das Konzept mit Achsantrieb und zusätzlicher E-Maschine an der Kurbelwelle (KSG). Bei der Fahrt mit Verbrennungsmotor und Lastpunktverschiebung wird die Vorderachse abgekoppelt. Das Laden der Batterie erfolgt also ausschließlich über die E-Maschine an der Kurbelwelle. Die elektrische Fahrt wird mit der E-Maschine an der Achse vollzogen, während der Gang im Doppelkupplungsgetriebe ausgelegt ist. Dies minimiert die zusätzlich entstehenden Verlustleistungen.

Die Ergebnisse für die anderen Hybridantriebsstrangkonzeppte befinden sich im Anhang A.4 auf Seite 149. In der Abbildung 4.16 ist zu erkennen, dass bis zu einer Geschwindigkeit von  $60 \text{ km/h}$  der Verbrauchsvorteil dieses Hybridfahrzeugkonzeptes bei ca. 20 – 25 % liegt. Er wird erwartungsgemäß zu geringen Geschwindigkeiten höher, da Verbrennungsmotorbetriebspunkte mit ungünstigem Wirkungsgrad in der unteren Teillast substituiert werden.

Zusätzlich ist zu erkennen, dass der Verbrauchsvorteil bei kleineren Ladeleistungen abnimmt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass sich in diesem Fall ein ungünstigeres Verhältnis zwischen Laden der Batterie durch Lastpunktverschiebung und Entladen durch elektrisches Fahren ergibt. Es wird eine längere Zeit benötigt, um die Batterie zu laden. Daraus resultiert über eine längere Zeit bzw. Strecke ein höherer Verbrauch. Höhere Ladeleistungen führen, bei höherer Last und niedrigerem spezifischen Verbrauch, zu einer kürzeren Betriebsdauer des Motors, sodass schneller wieder elektrisch gefahren werden kann.

Dieser Effekt wird zusätzlich durch den leistungsstarken Motor und die Li-Ionen-Batterie begünstigt. Dadurch, dass es sich bei dem Motor um ein Saugmotorkonzept handelt, wird trotz der erhöhten Last durch die Lastpunktverschiebung nicht der Bereich mit ungünstigen Verbrennungsmotorwirkungsgraden erreicht. Dadurch steigt der Zusatzverbrauch über

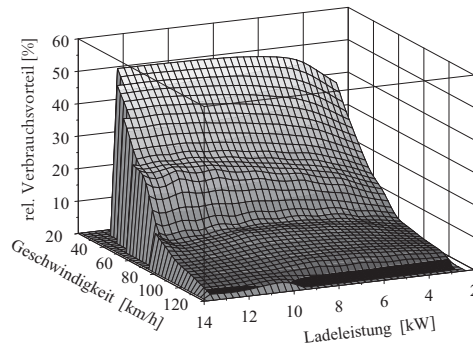


Abbildung 4.16: Verbrauchsvorteil des kombinierten Antriebsstranges (Zugkraftaddition und Momentenaddition mit Kurbelwellenstartergenerator)

der zusätzlichen Leistung in weiten Bereichen proportional bis unterproportional, aber nicht überproportional an. Dies ermöglicht tendenziell höhere Ladeleistungen.

Bis ca. 80 km/h sinkt der Verbrauchsvorteil in Abbildung 4.16 auf ca. 8 % ab. Bei noch höheren Geschwindigkeiten nimmt er noch weiter ab. Die Ursache dafür ist zum einen, dass der konventionelle Verbrennungsmotorbetrieb hier auch zu akzeptablen Wirkungsgraden stattfinden kann. Zum anderen ist der Energiebedarf für eine Konstantfahrt in diesen Geschwindigkeitsbereichen so hoch, dass mit der zur Verfügung stehenden Energie im elektrischen Energiespeicher nur kurzzeitig elektrisch gefahren werden kann. Die Folge ist eine hohe Wechselfrequenz zwischen elektrischer Fahrt und Fahrt mit Lastpunktverschiebung. Dies hat eine erhöhte Anzahl an Wiederstarts, mit entsprechender Wiederstartanreicherung sowie eine Erhöhung der Energieumwandlungsverluste zur Folge.

Der Vergleich der unterschiedlichen Antriebsstrangkonzeppte bei Konstantfahrt in Abbildung 4.17 zeigt, dass diese Tendenz bei allen untersuchten Konzepten vorliegt.

Während beim Standardhybrid der Verbrauchsvorteil gegenüber dem konventionellen Basisfahrzeug bei einer Konstantfahrt mit 100 km/h noch ca. 5,1 % beträgt, ergibt sich beim Achshybrid für diesen Fahrzustand ein Verbrauchs-nachteil. Durch Kopplung der E-Maschinen-Drehzahl beim Achshybrid an die Fahrgeschwindigkeit, ergeben sich bei hohen Geschwindigkeiten durch die höhere Drehzahl auch erhöhte Verluste.

Der kombinierte Hybridantriebsstrang verfügt über einen Achsantrieb und eine E-Maschine an der Kurbelwelle. Mit diesem Antriebsstrang gibt es die höchsten Einsparpotenziale bei bedarfsgerechter Nutzung der einzelnen E-Maschinen. Das bedeutet, dass die Lastpunktverschiebung zum Laden der Batterie ausschließlich über die E-Maschine an der Kurbelwelle erfolgt. In diesem Systemzustand ist die E-Maschine des Achsantriebes abgekoppelt und somit nicht mehr an die Fahrzeuggeschwindigkeit gebunden. Damit könnten Verluste durch die im Leerlauf drehende E-Maschine eingespart werden. Während der elektrischen Fahrt ist der Gang im Doppelkupplungsgetriebe ausgelegt. Dies minimiert den

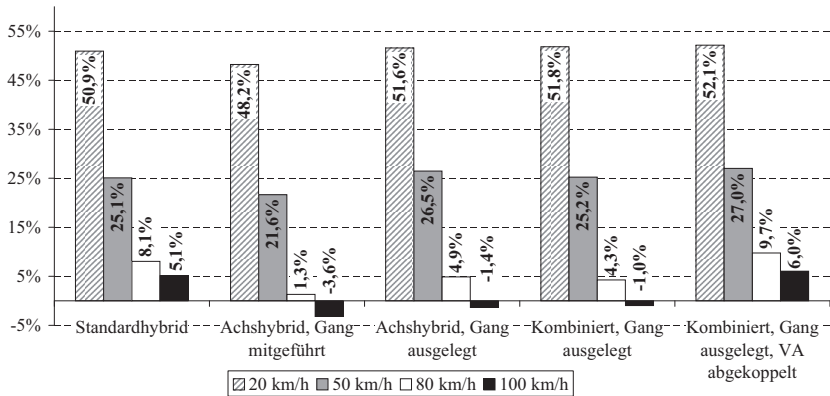


Abbildung 4.17: Vergleich des Kraftstoffeffizienzpotenzial des Standardhybrids, Vorderachshybrid und des kombinierten Konzeptes (Zugkraftaddition und Momentenaddition mit Kurbelwellenstartergenerator) mit dem Basisfahrzeug bei verschiedenen Konstantgeschwindigkeiten.

Rollwiderstand und somit auch die Verluste bei der elektrischen Fahrt. Dadurch sind auch schon beim reinen Achshybridfahrzeug Verbesserungen von 2, 2 – 4, 9 % im betrachteten Geschwindigkeitsbereich möglich (vgl. Abbildung 4.17).

## Fazit

Bei der Auslegung der Betriebsstrategie für das kombinierte Hybridfahrzeugkonzept sind daher folgende Rahmenbedingungen zu berücksichtigen:

- Die elektrische Fahrt sollte im Geschwindigkeitsbereich bis 60 km/h möglichst oft erfolgen.
- Ladevorgänge im Geschwindigkeitsbereich zwischen 60 – 80 km/h sollten nur bei günstigem EKF und geringen Fahrwiderständen erfolgen.
- Bei einem Teil der vorgestellten Hybridfahrzeugkonzepte führte elektrisches Fahren oberhalb von 80 km/h noch zu einem Verbrauchsvorteil. Aufgrund der Erhöhung der Batteriebelastung und der Vermeidung von zu häufigen Lastwechselreaktionen beim Wechsel vom elektrischen Fahren in den Hybridbetrieb, sollte das elektrische Fahren in diesem Bereich vermieden werden.
- Beim Achshybridkonzept ist die Minimierung des Rollwiderstands durch Auslegen des Getriebeganges ein wesentlicher Verbrauchsfaktor.

- Beim kombinierten Hybridfahrzeugkonzept hat die bedarfsgerechte Ansteuerung der beiden E-Maschinen in Kombination mit einer Abkoppelvorrichtung für den Achsantrieb das höchste Einsparpotenzial.
- Bei der Auswahl des E-Maschinenkonzeptes des Achsantriebes sollte auf geringe Leerlauf- und Schleppverluste geachtet werden.

Für die Bedatung der Ladestrategie wird die in Kapitel 3.3.2 vorgestellte Kennfeldauswahl verwendet. Sie erlaubt die Auswahl von drei Ladekennfeldern. Diese unterscheiden sich in ihrer minimalen und maximalen Ladestärke.

## 4.5 Rekuperation

Durch die Rekuperation kann bei Hybridfahrzeugen Energie beim Bremsen zurückgewonnen werden, die bei konventionellen Fahrzeugen in Form von Wärme dissipiert wird. Ein Fahrzeug mit der Masse  $m$  und der Geschwindigkeit  $v$  besitzt die kinetische Energie  $E_{kin}$

$$E_{kin} = \frac{1}{2}mv^2. \quad (4.14)$$

Durch eine grundsätzliche Überlegung (vgl. Abbildung 4.18) soll die mögliche Energieeinsparung durch Rekuperation für ein Fahrzeug mit Energiespeicher abgeschätzt werden. Es wird angenommen, dass die kinetische Energie beim Bremsen mit dem Wirkungsgrad  $\eta_{rekup}$  gespeichert wird. Die gespeicherte Energie kann dann beim Anfahren wieder genutzt werden. Es wird ein Fahrzyklus mit einer konstanten Geschwindigkeit  $v$  bei einer konstanten Streckenlänge  $L$  gefahren. Während der Fahrt wird einmal auf  $v = 0$  gebremst und gleich wieder angefahren. Unter der Annahme, dass sehr schnell gebremst und wieder beschleunigt wird, ist der Streckenbedarf  $l$  für diesen Vorgang gegenüber der Gesamtstrecke  $L$  klein. Deshalb können auch Roll- und Luftwiderstand während der Brems- und Beschleunigungsphasen vernachlässigt werden.

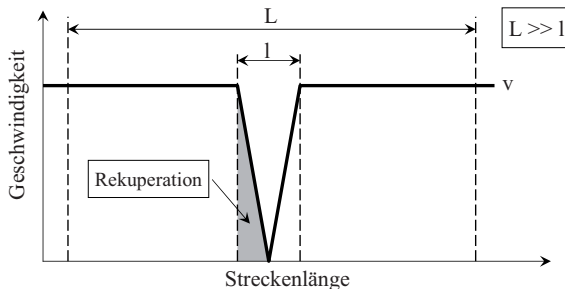


Abbildung 4.18: Schema zur grundsätzlichen Überlegung zur Rekuperation

Unter der Voraussetzung, dass stets die gesamte kinetische Energie umgesetzt wird, benötigt das nicht rekuperierende Fahrzeug zum Anfahren die kinetische Energie aus Formel 4.14. Das rekuperierende Fahrzeug hingegen benötigt zum Beschleunigen nur die Energie  $E_{beschl}$ :

$$E_{beschl} = (1 - \eta_{rekup}) \cdot E_{kin} = \frac{1}{2}mv^2 \cdot (1 - \eta_{rekup}). \quad (4.15)$$

Während der Fahrt benötigen die Fahrzeuge die Leistung  $P_{FW}$  zur Überwindung der Fahrwiderstände:

$$P_{FW} = v \cdot F_{FW} = v \cdot (F_L + F_R). \quad (4.16)$$

Dabei wird eine Fahrt in der Ebene angenommen.  $F_L$  repräsentiert den Luftwiderstand,  $F_R$  den Rollwiderstand. Der streckenspezifische Verbrauch  $V$  für das nicht rekuperierende Fahrzeug ergibt sich zu:

$$V = F_{FW} + \frac{E_{kin}}{L} = F_L + F_R + \frac{1}{2L}mv^2. \quad (4.17)$$

Der streckenspezifische Verbrauch  $V_{rekup}$  für das rekuperierende Fahrzeug ist definiert durch:

$$V_{rekup} = F_{FW} + \frac{E_{beschl}}{L} = F_{FW} + (1 - \eta_{rekup}) \frac{E_{kin}}{L} = F_L + F_R + \frac{1}{2L}mv^2 \cdot (1 - \eta_{rekup}). \quad (4.18)$$

Die relative Verbrauchseinsparung ergibt sich damit zu:

$$\frac{V - V_{rekup}}{V} = \frac{\eta_{rekup} \frac{E_{kin}}{L}}{F_{FW} + \frac{E_{kin}}{L}} = \frac{\eta_{rekup} \cdot E_{kin}}{L F_{FW} + E_{kin}}. \quad (4.19)$$

## 4.5.1 Einflussgrößen auf die Rekuperation

Mit Hilfe von Gleichung 4.19 können die Haupteinflussgrößen auf die mögliche Rekuperation identifiziert werden. Die theoretisch mögliche relative Verbrauchseinsparung für ein Fahrzeug ist in Abbildung 4.19 dargestellt. Die Abbildung 4.19 zeigt theoretische relative Einsparungen von über 50% die in der Realität aus folgenden Gründen nicht erreichbar sind:

- Während der Rekuperationsphase wirken die Fahrwiderstände des Fahrzeuges weiterhin.

- Bei stärkeren Bremsungen übersteigt die geforderte Bremsleistung die durch das elektrische System darstellbare Bremsleistung. Die Differenz, die durch die Betriebsbremse dargestellt werden muss, geht für die Rekuperation verloren.
- Abbildung 4.19 zeigt auch, dass der relative Verbrauchsvorteil bei längeren Fahrten geringer wird. Neben der kinetischen Energie  $E_{kin}$ , die durch das Fahrprofil und die Fahrzeugmasse festgelegt ist, besteht bei längeren Strecken eine zusätzliche Abhängigkeit vom Fahrprofil.

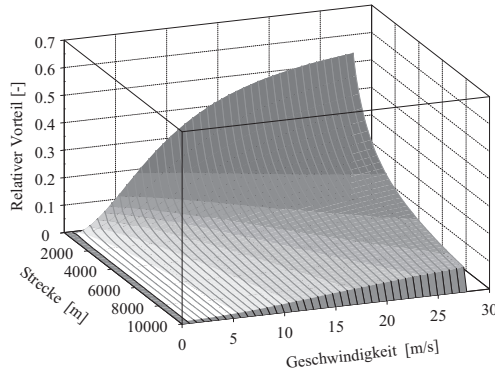


Abbildung 4.19: Theoretische Verbrauchseinsparung durch Rekuperation auf Basis der Überlegungen in Abschnitt 4.5

Diese drei Aspekte wurden anhand gängiger gesetzlicher Fahrzyklen sowie gemessener Fahrprofile im folgenden untersucht. Die Ergebnisse sind im anschließenden Abschnitt 4.5.2 dargestellt.

Laut Gleichung 4.19 besteht auch eine weitere Abhängigkeit der relativen Verbrauchseinsparung vom Rekuperationswirkungsgrad  $\eta_{rekup}$ .

Dieser wird maßgeblich vom Antriebsstrangwirkungsgrad und den beteiligten Komponenten bei der Übertragung und Wandlung der Energie vom Rad bis zur Batterie bestimmt.

Zusätzlich besteht die Forderung, dass das Fahrzeug bei einer Bremsung mit und ohne Rekuperation stabil bleibt. Daher wird in Abschnitt 4.5.3 der Einfluss der Bremskraftverteilung auf die Rekuperation untersucht.

## 4.5.2 Rekuperationsleistung in gesetzlichen Zyklen

Um die Effizienz des Fahrzeuges zu maximieren, muss in den Fahrprofilen ein Maximum an Energie rekuperiert werden. Die Abbildung 4.20 zeigt im oberen Abschnitt die maximalen Brems- bzw. Rekuperationsleistungen des Fahrzeuges. Es ist zu erkennen, dass in den gesetzlichen Fahrzyklen eine Bremsleistung von 40 kW nur im US06-Zyklus überschritten wird. In den Dauerlauf-Fahrprofilen (DL) sowie im Stuttgartzzyklus und im Artemis-Zyklus

werden höhere Bremsleistungen von über 100 kW gefordert. Die höchsten Bremsleistungen fanden mit einer Leistung von über 1200 kW auf der Rundstrecke statt. Bei idealem Rundenverlauf ist hier jede Bremsung eine Vollbremsung.

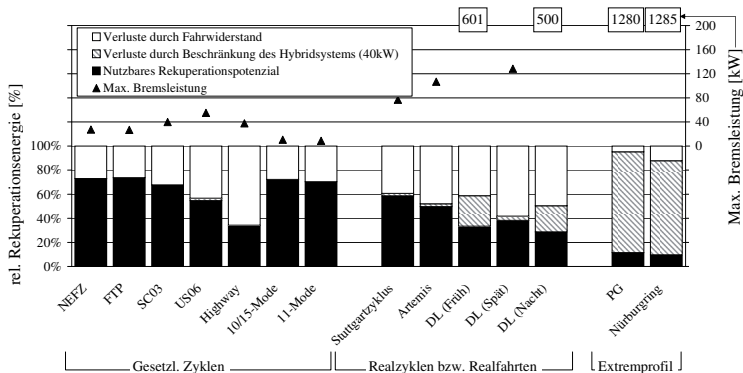


Abbildung 4.20: Rekuperationspotenziale von ausgewählten Fahrprofilen (nähere Erläuterungen im Text)

In der unteren Hälfte von Abbildung 4.20 ist das theoretische Rekuperationspotenzial der Zyklen bei einer elektrischen Bremsleistung von 40 kW an der E-Maschine dargestellt. In diese Bewertung geht die Bremsleistung des Fahrzeuges bei den Bremsungen im Zyklus mit ein. Verluste ergeben sich zum einen durch die Fahrwiderstände wie Luft- und Rollwiderstand, die das Fahrzeug bremsen. Ist die geforderte Bremsleistung höher als die 40 kW der elektrischen Maschine, müssen die mechanischen Bremsen die Abbremsung unterstützen. Hierbei entstehen die Verluste durch die Beschränkung der EM-Leistung. Das nutzbare Rekuperationspotenzial ist also die Energiemenge, die bei einer Abbremsung mit einer elektrischen Maschine mit 40 kW Leistung theoretisch genutzt werden könnte. Die Wirkungsgrade der E-Maschine, der Batterie und des Übertragungswegs vom Rad zur E-Maschine wurden nicht berücksichtigt, da sie von der Antriebsstrangtopologie abhängen.

Es ist jedoch zu erkennen, dass mit einer Leistung von 40 kW in fast allen gesetzlichen Zyklen keine Verluste durch eine Beschränkung der E-Maschine entstehen. Im US06 ist die Bremsleistung größer als 40 kW. Der Zeitanteil, bei dem die Bremsleistung oberhalb von 40 kW liegt, ist jedoch so gering, dass nur Verluste von 1 % durch die Beschränkung der E-Maschine entstehen. Im Hinblick auf die hohe Gewichtssensitivität ist dieser Verlust vernachlässigbar. Eine Erhöhung der elektrischen Leistung würde hier zu einer Erhöhung des Gewichts führen.

Im Stuttgartzyklus, dem Artemis-Zyklus und dem Dauerlauf der Spätschicht (vgl. „DL (Spät)“ in Abbildung 4.20) liegen die max. Bremsleistungen deutlich höher als 40 kW. Auch hier sind die Zeitanteile für Rekuperation durch die hohen Konstantfahranteile so gering, dass eine Beschränkung der Rekuperationsleistung auf 40 kW nur einen geringen

Verlust von nutzbarem Rekuperationspotenzial bedeutet. In den Dauerlaufprofilen der Früh- und Nachtschicht liegen die Bremsleistungen noch höher. Hier entstehen durch die Beschränkung der E-Maschinenleistung bereits nennenswerte Verluste des Rekuperationspotenzials da in diesen Profilen die Konstantfahranteile geringer als im Dauerlaufprofil der Spätschicht sind.

Die höchsten Verluste durch Beschränkung der E-Maschinenleistung, entstehen auf der Rundstrecke. Durch die kurzen und starken Bremsvorgänge kann hier mit einer E-Maschine von 40 kW Leistung nur ein geringer Teil der kinetischen Energie rekuperiert werden. Der größte Teil geht an den mechanischen Bremsen verloren. Eine Ausrüstung des Fahrzeuges mit einer elektrischen Leistung von über 1000 kW ist bislang technisch nicht sinnvoll und nicht machbar, da die E-Maschine und Batterie dementsprechend groß ausgelegt werden müssten. Eine Leistung von 40 kW bietet aus Sicht der rekuperativen Bremsung für das verwendete Fahrzeug also einen guten Kompromiss aus Nutzen und Gewicht.

### 4.5.3 Einfluss der Bremskraftverteilung auf die Rekuperation

Die Abschätzung des Einflusses der Rekuperation auf den Kraftstoffverbrauch, erfolgte am Beispiel des Achshybridfahrzeugs durch die Variation des Anteils der Bremskraft der mit der E-Maschine dargestellt wird. In Abbildung 4.21 ist der Mehrverbrauch gegenüber der vollständigen Rekuperation im NEFZ über dem Anteil der Abbremsung abgebildet, die mit Hilfe der E-Maschine dargestellt wird.

Die Ergebnisse zeigten, dass die Abhängigkeit des Mehrverbrauches vom Rekuperationsanteil sehr hoch ist. Daraus folgt, dass ein möglichst hoher Anteil der Abbremsung rekuperativ erfolgen sollte, um möglichst viel kinetische Energie in die Batterie einzuspeichern. Für die Topologie des Hybridfahrzeuges bedeutet dies, dass hier ein Achshybrid mit einer elektrischen Vorderachse von Vorteil ist. Bei der Abbremsung wird die Vorderachse durch die Gewichtsverlagerung stärker belastet und kann so ein höheres Moment übertragen. Damit können bei einem Achsantrieb an der Vorderachse auch stärkere rekuperative Bremsmomente bereitgestellt werden. Zusätzlich ist der Rekuperationswirkungsgrad höher als beim Standardhybrid, da bei der Rekuperation über die Vorderachse keine zusätzlichen Verluste vom Doppelkupplungsgetriebe anfallen.

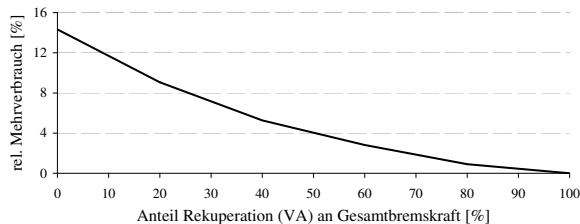


Abbildung 4.21: Einfluss der Bremskraftverteilung auf die Rekuperation beim Vorderachshybrid



## 4.6 Elektrischer Boost

Die Hybridfahrzeugfunktion Boost wird in dieser Arbeit als Addition des E-Maschinenmomentes zu dem Volllastmoment des Verbrennungsmotors verstanden. Die Funktion substituiert somit keine Motorbetriebspunkte, sondern addiert die Momente der Antriebsquellen. Damit dient der Boost als Maßnahme zur Steigerung der Dynamik und Performance des Fahrzeuges.

Die für den Boost verfügbare Energie ist durch den aktuellen Ladezustand und die Gesamtkapazität der Batterie begrenzt. Für eine optimale Performance des Fahrzeuges bei der Beschleunigung und während des sportlichen Fahrzeugbetriebes auf der Rundstrecke, muss die Energie für den Boost so eingesetzt werden, dass sie den maximalen Nutzen erzeugt.

Für die folgende Betrachtung wird angenommen, dass die Räder des Fahrzeuges immer über ausreichend Kraftschluss verfügen. Unter dieser Voraussetzung ist der Kraftschluss zwischen Rad und Straße für die Beschleunigung nicht maßgebend. Unter der Annahme, dass die Antriebsleistung für eine Zeitdauer konstant ist, entspricht die Radleistung  $P_{Rad,ges}$  der Summe der Radmomente aller Räder bei einer Geschwindigkeit  $v_{Fzg}$

$$P_{Rad,ges} = \left( \sum_{j=1}^n \frac{M_{Rj}}{r_j} \frac{r_j}{R_j} \right) \cdot v_{Fzg}. \quad (4.20)$$

Unter der Voraussetzung, dass der Antriebsschlupf vernachlässigt wird und das Verhältnis von statischem und dynamischen Reifenhalbmesser  $r/R$  für alle Reifen am Fahrzeug gleich ist, gilt:

$$\frac{r}{R} \approx 1. \quad (4.21)$$

Für ein Fahrzeug mit einer angetriebenen Achse vereinfacht sich die Gleichung zu:

$$P_{Rad,ges} = \frac{M_R}{r} \frac{r}{R} v = F_Z \frac{r}{R} v. \quad (4.22)$$

$F_Z$  bezeichnet die bereits erwähnte Zugkraft. Der Zugkraftbedarf setzt sich aus dem Rollwiderstand, dem Steigungswiderstand, dem Luftwiderstand und dem Beschleunigungswiderstand zusammen. Mit 4.21 gilt:

$$P_{Rad,ges} \approx F_R v + F_L v + F_{St} v + F_B v. \quad (4.23)$$

Mit dem Beschleunigungswiderstand

$$F_B = \lambda m \ddot{x} \quad (4.24)$$

kann man die Gleichung 4.23 nach der Fahrzeugbeschleunigung  $\ddot{x}$  umstellen und erhält:

$$\ddot{x} = \frac{P_{Rad,ges}/v - (F_R + F_L + F_{St})}{\lambda m}. \quad (4.25)$$

Gleichung 4.25 gibt die resultierende Beschleunigung  $\ddot{x}$  aus einer Leistung  $P_{Rad,ges}$  bei einer Geschwindigkeit  $v$  an. Die Beschleunigung während des Boosts setzt sich aus den Anteilen der Leistung durch den Verbrennungsmotor und der E-Maschine zusammen.

Der Quotient der beiden Beschleunigungen gibt den Anteil der Beschleunigung durch den Boost an der Gesamtbeschleunigung an. Er wird in dieser Arbeit als Wirkindex des Boosts bezeichnet (vgl. Gl. 4.26). Er stellt ein Gütekriterium dar, mit dem entschieden werden kann, ob ein Boost sinnvoll ist:

$$\Psi_{Wirk} = \frac{\ddot{x}_{Boost}}{\ddot{x}_{konv} + \ddot{x}_{Boost}}. \quad (4.26)$$

Die Gleichung 4.25 zeigt, dass eine Leistung wie z. B. der Boost aus dem Stillstand heraus die höchste Beschleunigung und damit den höchsten Nutzen für das Fahrzeug bringt. Abbildung 4.22 zeigt den Verlauf des Wirkfaktors in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und der Beschleunigungsfähigkeit des Basisfahrzeuges mit einer konstanten Boostleistung von 35 kW an der angetriebenen Achse in der Ebene. Die große Wirkung des Boost bei kleinen Geschwindigkeiten ist gut zu erkennen. Des Weiteren besitzt der Boost eine hohe Wirkung, wenn der konventionelle Antriebsstrang noch nicht vollständig zur Beschleunigung beitragen kann. Es ist jedoch zu beachten, dass bei hohen Beschleunigungen und kleinen Geschwindigkeiten die Schlupfgrenze erreicht wird. Damit würde sich das Wirkungspotenzial des Boost verringern, da in diesem Fall der Kraftschluss zwischen Straße und Reifen die Wirkung begrenzt.

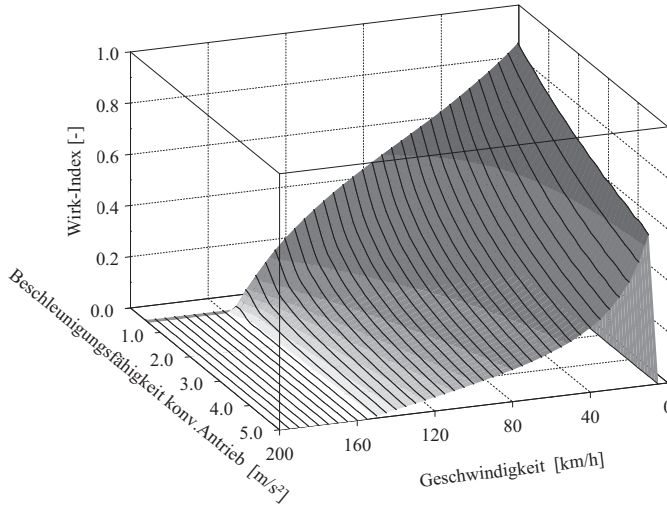


Abbildung 4.22: Berechnungsbeispiel für den Wirkindex

In Gleichung 4.25 wird die Beschleunigung durch die Radleistung  $P_{Rad,ges}$  hervorgerufen. Die resultierende Beschleunigung wird von den Fahrzeugparametern wie Luftwiderstand  $F_L$  und Geschwindigkeit  $v$  verringert. Zusätzlich ist die Übertragung der Leistung von der Antriebskomponente zum Rad verlustbehaftet. Für eine möglichst große Boostwirkung muss daher ein möglichst großer Teil der verfügbaren Leistung am Rad ankommen.

## 4.7 Konzept für einen Hybridsportwagen

In diesem Abschnitt wird das erarbeitete Konzept eines Antriebsstranges für einen Hybridsportwagen zusammenfassend vorgestellt. Es basiert auf den Schlussfolgerungen, die sich aus den bisher geschilderten Ergebnissen der Testläufe und Simulationen ziehen lassen und stellt einen bestmöglichen Kompromiss aus den verschiedenen Anforderungen dar, die an Sportwagen gestellt werden.

Insbesondere bei den dynamischen Fahrprofilen hatte die Fahrzeugmasse den höchsten Empfindlichkeitsfaktor und somit den größten Einfluss auf den Energieverbrauch (vgl. Kapitel 4.1, Abbildung 4.1). Dies bedeutet, dass das Zusatzgewicht durch den Hybridantriebsstrang so gering wie möglich gehalten werden muss.

Die Auswertung der Kundenfahrten (vgl. Abbildung 1.2) ergab, dass über 80 % der Fahr-situationen mit einer Antriebsleistung von 50 kW abgedeckt werden können. Die zusätzli-

che Untersuchung von gesetzlichen Zyklen und Realfahrprofilen zeigte, dass mit 40 kW Brems- bzw. Rekuperationsleistung an der E-Maschine in den meisten Zyklen ein Großteil der Bremsenergie zurückgewonnen werden kann (vgl. Abbildung 4.20 auf Seite 76).

Welche Zusatzleistung nötig ist, um ein Mehrgewicht bei gleichem resultierenden Beschleunigungswert zu kompensieren, wurde in Beschleunigungen von 0 auf 100 km/h ermittelt. Die Extrapolation des Mehrgewichtes für das Hybridsystem ergab, dass bei einer geforderten Leistung von 40 – 50 kW maximal 200 kg akzeptabel sind (Abbildung 4.2).

Unter Berücksichtigung diesen Rahmenbedingungen (max. 200 kg zulässiges Mehrgewicht, 50 kW Leistung) wurden die durchschnittlichen Zeitanteile der Hybridmodi verschiedener Antriebsstrangkonzeppte in verschiedenen Fahrzyklen durch Simulation ermittelt. Wenn der Zeitanteil der Hybridmodi hoch ist, haben Optimierungen zur Verbrauchssenkung einen größeren Einfluss auf den Gesamtverbrauch. In Abbildung 4.23 sind die Zeitanteile der

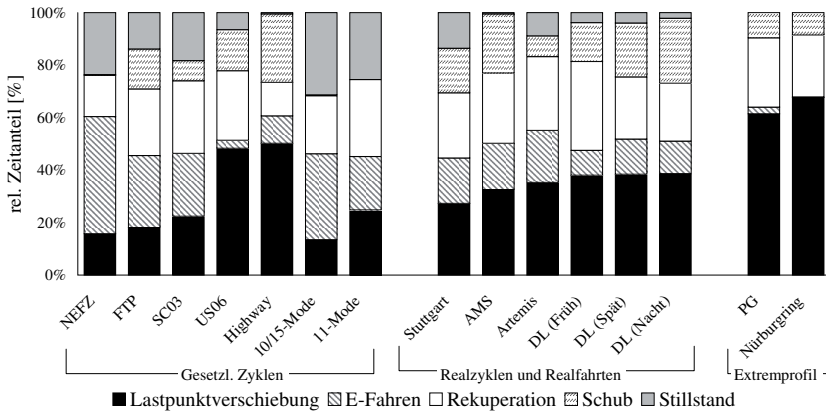


Abbildung 4.23: Relative Zeitanteile der Hybridzustände ausgewählter Fahrprofile

verschiedenen Hybridzustände für sieben gesetzliche Zyklen, fünf Realfahrten (Stuttgart-zyklus, Auto-Motor-und-Sport-Runde (AMS), DL-Früh, DL-Spät, DL-Nacht), einen Realzyklus (Artemis) und zwei Extremprofile dargestellt. Es ist zu erkennen, dass vor allem die gesetzlichen Fahrzyklen hohe Zeitanteile an elektrischen Fahrzeiten und an Rekuperation aufweisen. Dies ist auf die im Durchschnitt nur geringe notwendige Leistung und die geringe Fahrzeugverzögerung in diesen Zyklen zurückzuführen. Dies ermöglicht es, häufig und insgesamt recht lange elektrisch zu fahren und den Verbrennungsmotor auszuschalten. Eine Ausnahme bilden der US06- und der Highway-Zyklus. Hier lagen die geforderten Leistungen durch das Fahrprofil so hoch, dass das elektrische Fahren deutlich seltener stattfand, weil es in diesen Betriebspunkten nicht effizient ist. In den Realfahrten war der Anteil der elektrischen Fahrt geringer als in den gesetzlichen Zyklen. Der Anteil der Fahrt mit Verbrennungsmotor war in diesen Zyklen ähnlich groß wie bei den Dauerlaufprofilen.

Bei den Extrempfprofilen, wie der Fahrt auf dem firmeneigenen Prüfgelände (PG) und der Nürburgringfahrt, überwogen erwartungsgemäß die Zeitanteile mit Verbrennungsmotor.

Bei den Hybridmodi elektrisches Fahren, Rekuperation, Schub und Stillstand bleibt der Verbrennungsmotor ausgeschaltet und für die Gesamteffizienz des Fahrzeuges ist daher der elektrische Antrieb maßgebend. Zusammengenommen sind die Zeitanteile dieser vier Modi für die meisten Zyklen größer als der Zeitanteil der Lastpunktverschiebung. Dies bedeutet, dass ein Achsantrieb mit ausgelegtem Gang Vorteile gegenüber anderen Konzepten hat, weil er für diese Betriebszustände den höchsten Wirkungsgrad bietet (vgl. Kapitel 4.3). Zusätzlich verfügt das Fahrzeug gegenüber dem Basisfahrzeug über einen Allradbetrieb. Das Laden der Batterie muss jedoch durch „Lastpunktverschiebung über die Straße“ erfolgen. Dies ist vor allem im fahrdynamischen Grenzbereich von Nachteil.

Bei den Extrempfprofilen mit ihren höheren Geschwindigkeiten und Fahrleistungsanforderungen überwog der Zeitanteil für die Lastpunktverschiebung, also mit laufendem Verbrennungsmotor. Für solche Profile bietet der Standardhybrid eindeutig Vorteile, da er einen effizienteren Ladebetrieb ermöglicht und die Lastpunktverschiebung nicht über die Straße erfolgt.

Die Ergänzung eines Achshybridfahrzeuges mit einer E-Maschine am Verbrennungsmotor könnte die Vorteile beider Konzepte verbinden. Der limitierende Faktor für die Umsetzung ist jedoch das Zusatzgewicht, welches maximal 200 kg nicht überschreiten darf. Daher muss die E-Maschine am Verbrennungsmotor möglichst gewichtsneutral integrierbar sein. Diese Möglichkeit bietet die Verwendung eines Riemenstartergenerators (RSG) anstelle des Generators („Lichtmaschine“). Auf diese Weise wären sowohl die Möglichkeit zur Lastpunktverschiebung als auch das Laden der Batterie bei Fahrzeugstillstand („Standladebetrieb“) gewährleistet. Aufgrund dieser Vorteile wurde dieses Konzept eines Achshybridfahrzeuges mit Riemenstartergenerator - im Folgenden Achshybrid + RSG genannt - weiterverfolgt.

# 5 Kraftstoffverbrauch des sportlichen Hybridfahrzeuges

Die in diesem Kapitel dargestellten Untersuchungen zum Verbrauch basieren auf dem in Abschnitt 4.4 abgeleiteten strategischen Einschaltsschwellen, der daraus resultierenden Betriebsstrategie und dem auf Grundlage von Messungen simulativ korrigierten Verbrauch von  $8,1 \text{ l}/100\text{km}$ .

Die analytische Herleitung betrachtete jedoch nur den Verbrauch eines stationär betriebenen Motors. Mehrverbräuche für einen Wiederstart durch Wiederstartanreicherung und Nachstartfaktoren waren nicht berücksichtigt worden.

Da das Fahrzeug ein geringes Gewicht und geringe Fahrwiderstände besaß, führte dies, in Kombination mit den Wiederstartsschwellen, zu sehr kurzen Motorlaufzeiten. Beispiele dafür sind in Abbildung 3.16 in Abschnitt A und C zu erkennen. Darüber hinaus konnte konzeptbedingt der Gang des Doppelkupplungsgetriebes während der Fahrt nicht ausgelegt werden. Dies erhöht die Schleppmomente und verbraucht mehr Energie während der elektrischen Fahrt. Durch Auslegen des Ganges sind hier Optimierungspotenziale zu erwarten.

Auch die Erweiterung des Fahrzeuges um eine zusätzliche E-Maschine bot weitere Freiheitsgrade in der Betriebsführung. So konnte über eine optimierte Betriebsführung eine Erhöhung des Lastpunktverschiebungswirkungsgrades erreicht werden (vgl. 4.4.2). Auch dies eröffnet neue Potenziale zur Kraftstoffeinsparung.

## 5.1 Optimierung der strategischen Einschaltsschwellen

Die Ergebnisse des Fahrzeugversuches zeigten, dass zu kurze Motorlaufphasen sich nachteilig auf die Höhe der Emissionen des Hybridfahrzeuges und den Verbrauch auswirken. Jeder Wiederstart führte zu einem Emissionspeak. Zudem konnte aufgrund von Momentenrampen bei Zustandsübergängen (aufgrund der Optimierung der Fahrbarkeit) das Lademoment nach dem Wiederstart nur mit einer begrenzten Geschwindigkeit aufgesteuert werden. Das führte dazu, dass bei sehr kurzen Motorlaufphasen wenig oder gar nicht nachgeladen werden konnte.

Der Ladewirkungsgrad war bei diesem Fahrzeugkonzept in bestimmten Bereichen unabhängig von der Ladestärke. Das bedeutet, dass die Reduktion der Wiederstarts abweichend von einer optimalen Einschaltsschwelle und in Verbindung mit einer erhöhten Ladestärke

zu einem Verbrauchsvorteil führt, wenn dadurch Wiederstarts mit kurzen Motorlaufzeiten eingespart werden können.

Die im Detail optimierten Strategievarianten sind in Abbildung 5.1 dargestellt. Bei der Basisstrategie wurde zu Beginn des Tests ein Motorstart durchgeführt. Bei der Strategie 1 wurde dieser Start direkt zu Beginn des Zyklus vermieden. Dadurch können die ersten beiden Geschwindigkeitshügel des ECE elektrisch gefahren werden. Dies vermeidet den Teillastbetrieb mit ungünstigen Wirkungsgraden und ergibt einen Verbrauchsvorteil von 0,6 %. Bei der Strategie 2 wurde zusätzlich auf die Wiederstarts bei der Beschleunigung auf die Konstantfahrt mit 32 km/h verzichtet. Dies führte zu einem größeren SOC-Bedarf und damit zu einer höheren Batteriebelastung. Andererseits wurden dadurch Wiederstarts, die zu einer sehr kurzen Motorlaufzeit führen, vermieden. Für das reine VA-Hybridfahrzeug ergab sich mit dieser Strategie aus dem ersten Optimierungsschritt ein Vorteil von 3,1 %. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5.1 zusammengestellt. Durch eine

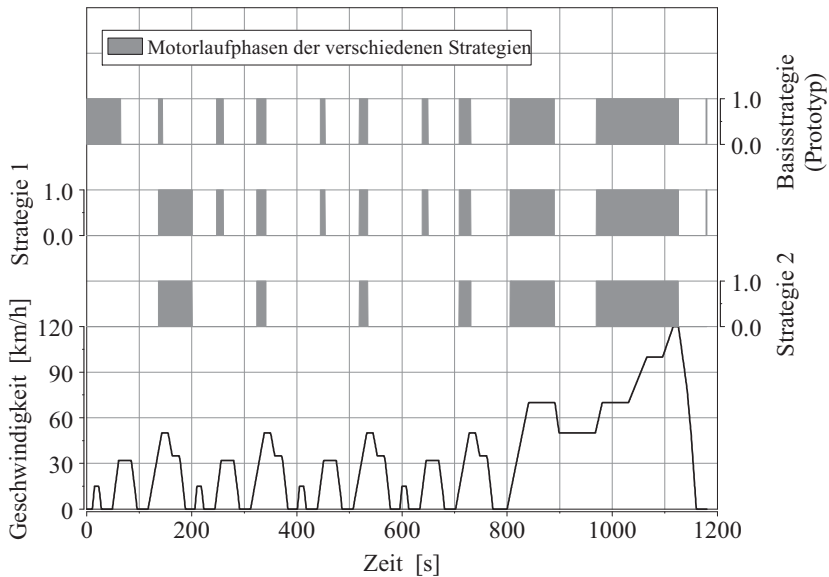


Abbildung 5.1: Vergleich der Basisbetriebsstrategie mit zwei weiteren Strategien zur Reduktion von Motorstarts im NEFZ

weitere Reduktion der Wiederstarts könnten theoretisch höhere Einsparpotenziale erreicht werden. Bei der begrenzten Dauer des Testzyklus muss jedoch ausreichend Motorlaufzeit zur Verfügung stehen um die verbrauchte Energie wieder nachladen zu können und einen ausgeglichenen Ladezustand zu erreichen. Die Ladestärke beim Prototypen wurde jedoch durch den Übertragungsweg über die Straße begrenzt. Daher konnte die Motorlaufzeit bei diesem Fahrzeug nicht weiter reduziert werden.

Tabelle 5.1: Relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs des Prototyps bei verschiedenen Betriebsstrategien

| Strategie               | rel. Verbrauch [%] |
|-------------------------|--------------------|
| Basisstrategie Prototyp | 0,0%               |
| Strategie 1             | -0,6%              |
| Strategie 2             | -3,1%              |

## 5.2 Einbindung eines Riemenstartergenerators

Die zweite E-Maschine kann entweder als Scheibe in Form eines Kurbelwellenstartergenerators zwischen Motor und Getriebe integriert werden oder über einen Riementrieb angebunden werden. Die unterschiedlichen Anbindungsarten bedingen unterschiedliche E-Maschinenkonzepte. Die möglichen Positionen für die Anbringung der E-Maschine waren durch die Bauraumsituation jedoch stark eingeschränkt. Die Einbindung als Kurbelwellenstartergenerator hätte zu einer Antriebsstrangverlängerung geführt, die in der Bauraumsituation dieses Basisfahrzeuges nicht umsetzbar war. Daher wurde die Lösung mit dem Riemenstartergenerator gewählt. Diese hat darüberhinaus den Vorteil, dass die E-Maschine gewichtsneutral in das System integriert werden kann.

Die Abbildung 5.2 zeigt die EKF-Werte für die Lastpunktverschiebung mit dem Riemenstartergenerator. Die Ladeleistung wird durch zwei Faktoren begrenzt:

1. Durch die über den Riementrieb übertragbare Leistung.
2. Durch die Drehzahl des Generators und damit durch die Motordrehzahl.

Durch die zusätzlichen Riemenverluste erhöhen sich die EKF-Werte für die Lastpunktverschiebung. Dadurch ist der für Lastpunktverschiebungen notwendige zusätzliche Kraftstoffverbrauch tendenziell höher als bei den bereits untersuchten Konzepten. Bei einer direkten Anbindung an die Kurbelwelle (KSG) tritt dieser Verlust nicht auf. Die relativen Verbrauchspotenziale des Vorderachshybrids und des Achshybrids mit RSG sind in Tabelle 5.2 einander gegenübergestellt. Als Bezugspunkt diente das Vorderachshybridfahrzeug mit der Strategie 1 (kein Start zum Zyklusbeginn). Durch die Ergänzung des

Tabelle 5.2: Relative Kraftstoffverbrauchsänderung für einen Vorderachshybrid mit und ohne Riemenstartergenerator (RSG) bei verschiedenen Betriebsstrategien

|             | Achshybrid | Achshybrid+RSG |
|-------------|------------|----------------|
| Strategie 1 | 0,0%       | -2,3%          |
| Strategie 2 | -2,4%      | -4,1%          |

Achshybridfahrzeuges mit einem RSG ist mit der Strategie 1 ein Einsparpotenzial von 2,3 % zu erwarten. Dieser Verbrauchsvorteil entsteht durch den günstigeren Lastpunktverschiebungswirkungsgrad. Zusätzlich muss die Lastpunktverschiebung nicht mehr „über



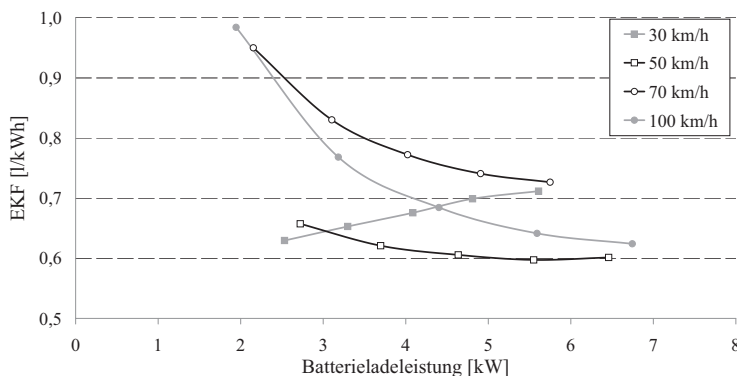


Abbildung 5.2: Energiekostenfaktoren in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für einen Achshybrid mit Riemenstartergenerator (RSG)

die Straße“ durchgeführt werden. Dadurch verringern sich die Antriebsstrangverluste insgesamt.

Für Strategie 2 besteht beim Achshybridfahrzeug ein Einsparpotenzial von 2,4 %. In Verbindung mit dem RSG verringert sich das zusätzliche Einsparpotenzial dieser Strategie auf etwa 1,7 %. Die Ursache dafür ist, dass aufgrund der kürzeren Motorlaufphasen weniger Zeit für Lastpunktverschiebung verwendet wird. Das relative Potenzial gegenüber der Ausgangsbasis ist mit 4,1 % jedoch am größten, da die Vorteile der Strategie mit den Vorteilen des Antriebsstrangkonzepthes hinsichtlich Lastpunktverschiebung kombiniert werden.

Durch die Lastpunktverschiebung über den Riemen des RSG entstehen durch die höhere Riemenlast zusätzliche Verluste. Des Weiteren bietet die RSG-E-Maschine aufgrund ihrer Bauform und ihres Betriebsbereiches keinen optimalen Wirkungsgrad. Wenn der RSG durch eine E-Maschine direkt an der Kurbelwelle ersetzt werden kann, entfallen die zusätzlichen Riementriebsverluste.

Mit den besseren E-Maschinenwirkungsgraden eines Kurbelwellenstartergenerators ist mit der Strategie 2 im Vergleich zum Antriebsstrang mit RSG ein zusätzliches Einsparpotenzial von 1,5 % im NEFZ möglich. Davon entfallen ca. 0,4 % auf den Wegfall der Riemenverluste und 1,1 % sind dem günstigeren Wirkungsgrad des KSG geschuldet.

## 5.3 Einsparpotenziale durch strategische Achsabkopplung

Abbildung 5.3 zeigt die Einsparpotenziale im NEFZ in Verbindung mit einer strategischen Achsabkopplung (vgl. Kapitel 3.3.3) für die drei unterschiedlichen Konzepte Vorderachshybrid (VA-Hybrid), Vorderachshybrid mit Riemenstartergenerator (VA-Hybrid + RSG) und Vorderachshybrid mit Kurbelwellenstartergenerator (VA-Hybrid + KSG). Die bereits erläuterten Einsparpotenziale (RSG: 1,7 %, KSG: 3,2 %, vgl. Abbildung 5.3) konnten bei

dem VA-Hybridfahrzeug nur durch die Ergänzung mit einem RSG bzw. KSG und mit der Strategie 2 (vgl. Kapitel 5.2) erreicht werden.

Beim reinen Achshybridfahrzeug kann durch das Auslegen des Ganges im Getriebe bei elektrischer Fahrt lediglich ein zusätzliches Potenzial von 0,4 % erschlossen werden. Die Höhe dieser Einsparung ist jedoch abhängig von der elektrisch gefahrenen Strecke. Bei diesem Konzept ist es nicht möglich, den Achsantrieb bei Lastpunktverschiebung abzukoppeln, weil nur eine E-Maschine im Antrieb vorhanden ist und damit die Fähigkeit zum Laden der Batterie durch Lastpunktverschiebung verloren ginge. Durch das Auslegen des Ganges bei elektrischer Fahrt erhöht sich bei dem Konzept mit RSG das Einsparpotenzial um 0,9 % auf 2,6 %.

Beim KSG erhöht es sich nur um 0,6 % auf insgesamt 3,2 %. Durch das Auslegen des Ganges beim Doppelkupplungsgetriebe wird während der elektrischen Fahrt weniger Energie verbraucht. Daher muss auch weniger nachgeladen werden. Beim RSG-Konzept wird hierdurch der Riemen zusätzlich entlastet und es entstehen weniger Verluste. Dadurch ist die Änderung des Einsparpotenzials beim RSG-Konzept größer als beim KSG-Konzept. Die absolute Einsparung ist jedoch durch den insgesamt höheren Wirkungsgrad immer noch größer.

Ein ähnliches Ergebnis ergab sich auch durch die Erweiterung der Funktionalität um die Abkopplung des Achsantriebes. Mit dem RSG-Konzept können weitere 0,7 % Kraftstoff eingespart werden, beim KSG-Konzept sind es nur 0,3 %. Jedoch besitzt das KSG-Konzept mit einer Einsparung von insgesamt 4,1 % das höchste Einsparpotenzial. Dies wird durch die konsequente Vermeidung zusätzlicher Verlustleistungen erreicht.

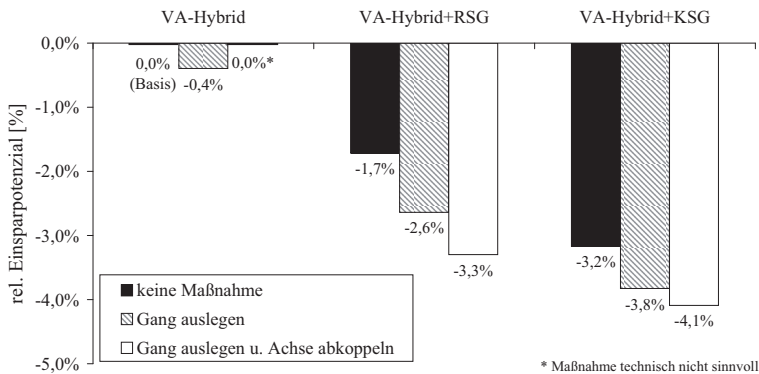


Abbildung 5.3: Einsparpotenziale für den Kraftstoffverbrauch durch die strategische Achs-  
abkopplung am Beispiel des NEFZ für Varianten des VA-Hybrids

## 5.4 Schaltstrategie für das Vorderachsgetriebe

Abbildung 5.4 zeigt die Drehmomentverläufe der E-Maschine im ersten und zweiten Gang bezogen auf die angetriebene Achse. Aufgrund der höheren Übersetzung ist das Drehmoment am Rad im ersten Gang größer als im zweiten. Der Betrieb im ersten Gang ist nur bis 120 km/h möglich, da hier die maximal zulässige Drehzahl der E-Maschine erreicht wird. Aufgrund der formschlüssigen Kupplung des Getriebes ist ein Schaltvorgang nur bei Momentenfreiheit zwischen An- und Abtriebsseite der Kupplung möglich. Eine bezüglich der Radmomente neutrale Schaltung zwischen den Gängen ist daher nur in dem Betriebsbereich möglich, der in Abbildung 5.4 grau hinterlegt ist. Es handelt sich um den Bereich unterhalb der Volllastkennlinie bis zur Maximalgeschwindigkeit des zweiten Ganges. Bei Volllast ist ein Schaltvorgang vom ersten in den zweiten Gang nur in dem Geschwindigkeitsbereich möglich, in dem sich die Volllastmomente beider Gänge überlappen. Theoretisch sind Schaltvorgänge zwar auch bei höheren Geschwindigkeiten möglich,

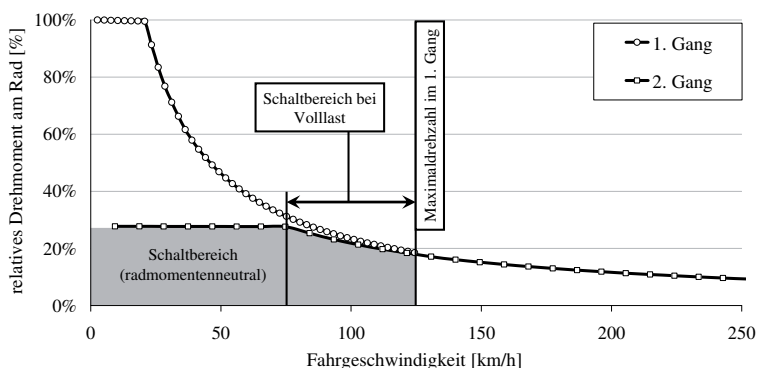


Abbildung 5.4: Drehmomentverläufe und Schaltbereiche der E-Maschine in beiden Gängen des Vorderachsgetriebes

wenn die E-Maschine kurzzeitig mit Überlast betrieben würde, doch fallen ihre Wirkungsgrade in diesem Betriebszustand deutlich ab. Neben der Begrenzung des Schaltens durch den aktuellen Betriebspunkt der E-Maschine, gibt es weitere Betriebszustände, in denen nicht geschaltet werden darf. Dies ist insbesondere in Betriebspunkten im ersten Gang der Fall, in denen höhere Momente gefordert werden, die außerhalb des grau hinterlegten Bereiches in Abbildung 5.4 liegen. Bei einer Hochschaltung während einer elektrischen Beschleunigung, bei dem die Momentenanforderung im ersten Gang oberhalb des grau hinterlegten Bereiches liegt, würde nach der Schaltung in den zweiten Gang weniger Moment am Rad zur Verfügung stehen. Zudem ist durch die Ausführung des Schaltelements als Klauenkupplung nur eine lastfreie Schaltung möglich, wodurch der Beschleunigungsvorgang zusätzlich beeinträchtigt würde.

Ein ähnliches Verhalten ergibt sich bei der Rekuperation. Weil die E-Maschine im zweiten Gang das geforderte Moment am Rad nicht erbringen kann, müsste während eines Schaltvorganges die Rekuperation unterbrochen werden. Dies führt zu einer Beeinträchtigung des Fahrkomforts und zu einer Bremswegverlängerung. Daher ist ein Schaltvorgang während der Rekuperation ebenfalls ausgeschlossen. Des Weiteren kann eine Rückschaltung in den ersten Gang nur dann erfolgen, wenn die Maximaldrehzahl dabei nicht überschritten wird. Um unter den vorgegebenen Hardwarebedingungen einen bestmöglichen Kompromiss zwischen Komfort, Sicherheit und Energieeffizienz zu finden, wurden vier verschiedene Schaltstrategien für das Vorderachsgetriebe getestet:

- Strategie 1    Fahren ausschließlich im ersten Gang.  
Es wird während der Fahrt nicht geschaltet und der NEFZ durchgängig im ersten Gang absolviert. Diese Strategie ist als kritisch einzustufen, weil im außerstädtischen Teil des NEFZ die Maximaldrehzahl der E-Maschine erreicht würde. Fahrprofile mit höheren Geschwindigkeiten wären nicht realisierbar.
  
- Strategie 2    Fahren ausschließlich im zweiten Gang.  
Diese Strategie ist bezüglich der Maximalgeschwindigkeit unkritisch, jedoch ist das Anfahrvermögen aufgrund des geringeren Drehmoments im niedrigen Drehzahlbereich gemindert.
  
- Strategie 3    Schalten ab einer definierten Geschwindigkeit.  
Dies ist die einfachste Version der Schaltstrategie (im Folgenden als Basisstrategie bezeichnet). Ab einer Geschwindigkeit von 70 km/h wird vom ersten in den zweiten Gang geschaltet. Mit einer Hysterese wird wieder heruntergeschaltet. Da diese Schaltstrategie im Testbetrieb gefahren wurde, diente sie als Referenz für den Vergleich der Kraftstoffverbräuche.
  
- Strategie 4    Schalten in Abhängigkeit vom Wirkungsgrad der E-Maschine.  
Während der Fahrt wird in einem Wirkungsgradkennfeld der Betriebspunkt in beiden Gängen verglichen und es wird in den Gang mit dem höheren Wirkungsgrad geschaltet. Eine parametrierbare Wirkungsgradhysterese vermeidet ein zu häufiges Hin- und Herschalten („toggeln“) zwischen den Gängen.

Tabelle 5.3 zeigt die Auswirkung der Schaltstrategien auf den Kraftstoffverbrauch im NEFZ. Die Gesamteffizienz der E-Maschine mit durchgehend fester Übersetzung war deutlich gemindert. Besonders bei einer Auslegung einer Übersetzung für den gesamten Geschwindigkeitsbereich entstanden Nachteile. Der zweite Gang bewirkte mit etwa 5 % einen deutlichen Kraftstoffmehrverbrauch gegenüber den anderen Strategien. Im Vergleich zur Basisstrategie wurden die Phasen elektrisch Fahren und Rekuperation effizienter mit einer kürzeren Übersetzung absolviert und es wurden 227 kJ mehr rekuperiert. Herauszustellen ist der Vergleich der Rekuperation mit konstantem 1. bzw. 2. Gang am Ende des

NEFZ von 120 km/h bis zum Stillstand. Der Rekuperationsvorteil betrug etwa 80 kJ; dies entspricht einem absoluten SOC-Hub von 1,6 %.

Tabelle 5.3: Relative Kraftstoffverbrauchsänderung im NEFZ bei verschiedenen Schaltstrategien für das Vorderachsgetriebe (Simulation)

| Strategie           | Bemerkung            | rel. Verbrauch [%] |
|---------------------|----------------------|--------------------|
| Strategie 1         | erster Gang          | 1,56               |
| Strategie 2         | zweiter Gang         | 5,11               |
| Strategie 3 (Basis) | Schaltung ab 70 km/h | 0,00               |
| Strategie 4         | 2% Hysterese         | -0,37              |
|                     | 4% Hysterese         | -0,09              |
|                     | 8% Hysterese         | -0,24              |

Der geringste Kraftstoffverbrauch wird mit der Schaltstrategie 4 erreicht. Mit steigender Hysterese wird der Vorteil gegenüber der Basisstrategie geringer. In Ergänzung zur Tabelle 5.3 zeigt Abbildung A.4 im Anhang den Verlauf der Gangstellungen im NEFZ mit den Hysteresen 2 %, 4 %, 8 %. Der höhere Kraftstoffverbrauch der 4 %-Hysterese gegenüber der 8 %-Hysterese lässt sich durch die Schaltung im zweiten Grundstadtzyklus erklären. Bei der 4 %-Hysterese wird nach Erreichen der Konstantfahrt mit 50 km/h in den zweiten Gang geschaltet. Da die Hysterese zu groß für eine Rückschaltung bei der Konstantfahrt mit 32 km/h ist, werden beide Rekuperationen am letzten Hügel des zweiten Grundstadtzyklus im zweiten Gang durchgeführt. Mit der 8 %-Hysterese wird im innerstädtischen Teil des NEFZ nicht geschaltet, weshalb auch alle Rekuperationen im für diesen Fahrzustand effizienteren Gang absolviert wurden. Das Ergebnis zeigte, dass die Schaltung im innerstädtischen Teil keinen signifikanten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch hatte, solange die Rekuperationen im ersten Gang erfolgten. Die Schaltungen des Zwei-Gang-Vorderachsgetriebes bei einer konstanten Geschwindigkeit führten mit Strategie 4 im Unterschied zu allen anderen zu keiner Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs.

Abbildung 5.5 zeigt die Abhängigkeit der wirkungsgradoptimalen Schaltgeschwindigkeit von der relativen Last der E-Maschine. Die Geschwindigkeit variiert über dem gesamten Lastbereich zwischen 30 und 120 km/h. Die gewählte Schaltgeschwindigkeit von 70 km/h resultierte zwar in einem guten Verbrauchsergebnis im NEFZ, jedoch verdeutlicht die Abbildung 5.5, dass in anderen Fahrprofilen in Abhängigkeit der E-Maschinenlast eine andere Geschwindigkeitsschwelle gewählt werden muss, ab der geschaltet wird.

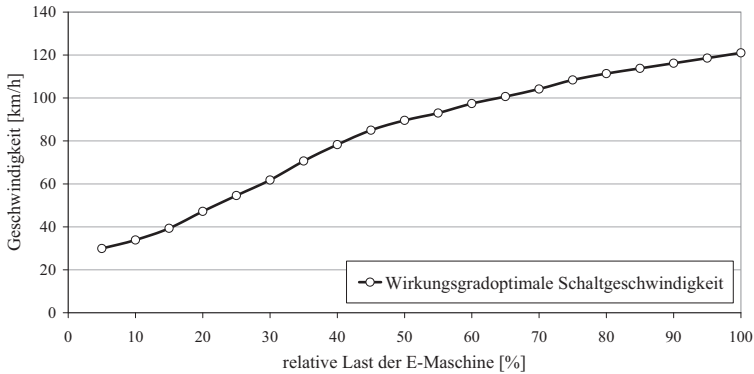


Abbildung 5.5: Lastabhängige optimale geschwindigkeitsabhängige Schaltschwelle für ein Vorderachsgetriebe

## 5.5 Maßnahmen zur Optimierung des Verbrennungsmotorbetriebes

Der Verbrennungsmotor ist die Hauptverlustquelle im Antriebsstrang. Durch eine Betriebsstrategieoptimierung kann die Motorlaufzeit zwar auf ein sinnvolles Minimum reduziert werden, doch besteht die Forderung nach einem ausgeglichenen Ladezustand für den gesamten Testzyklus weiterhin. Um diesen Ladezustand zu erreichen, wird die Lastpunktverschiebung notwendig und damit der Lauf des Verbrennungsmotors.

Um den Kraftstoffverbrauch auch während des Betriebs des Verbrennungsmotors weiter zu senken, müssen daher Maßnahmen ergriffen werden, die den Motor selbst betreffen. Drei mögliche Maßnahmen, wurden sowohl für Parallelhybridkonzept (E-Maschine zwischen Motor und Getriebe angebracht) und ein erweitertes Hybridkonzept (mit RSG bzw. KSG) näher untersucht: Zylinderabschaltung, Hubraumverkleinerung (Motor-Downsizing) und eine Möglichkeit zur Energierückgewinnung aus dem Abgas.

### 5.5.1 Zylinderabschaltung

In konventionellen Fahrzeugen ist die Zylinderabschaltung bereits Stand der Technik für die Reduktion des Kraftstoffverbrauches. Auch einige Hybridfahrzeuge, wie z. B. der Honda Accord Hybrid, sind bereits damit ausgerüstet. Für einen Hybridsportwagen mit Zylinderabschaltung müssen jedoch zwei Besonderheiten beachtet werden. Zum einen handelt es sich bei dem eingesetzten Motorkonzept um einen Sechszylindermotor. Unter Berücksichtigung der Zündfolge, bedeutet eine Zylinderabschaltung bei dem eingesetzten Sechszylinder-

dermotor auch gleichzeitig eine Bankabschaltung. Zum anderen ist der elektrische Fahranteil durch das geringe Fahrzeuggewicht sehr hoch. Da die Verbrauchsvorteile der Zylinderabschaltung speziell im Teillastbereich zum Tragen kommen, entfallen durch das elektrische Fahren ein Großteil von Betriebspunkten, die mit Zylinderabschaltung gefahren werden könnten. Dies mindert das Einsparpotenzial der Zylinderabschaltung in Verbindung mit einem Hybridsystem.

Das Verbrauchskennfeld für den Motor mit Zylinderabschaltung wurde aus dem Kennfeld des Vollmotors berechnet und mit Messungen am Prüfstand abgeglichen. Im NEFZ ergibt sich für das konventionelle Basisfahrzeug mit Zylinderabschaltung ein Verbrauchsvorteil von 5,2 % gegenüber dem Vollmotorbetrieb. Der Verbrauchsvorteil des Motors im Zylinderabschaltbetrieb, wird auch bei Betrachtung der spezifischen Betriebspunkte und deren relativer Häufigkeiten deutlich (Abbildung 5.6). Mit Zylinderabschaltung lagen 50 % der Betriebspunkte in Kennfeldbereichen mit einem spezifischen Verbrauch von maximal 280 g/kWh. Für das konventionelle Fahrzeug ohne Abschaltung lagen dagegen die Hälfte der Betriebspunkte in Bereichen, welche einen spezifischen Verbrauch von bis zu 320 g/kWh aufwiesen. Daraus ergaben sich im Mittel schlechtere spezifische Verbrauchswerte. Für das Hybridfahrzeug mit Zylinderabschaltung minderte sich das Verbrauchspo-

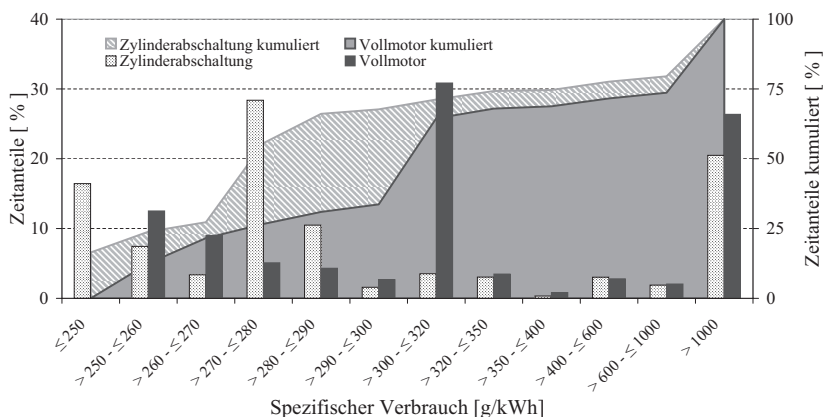


Abbildung 5.6: Anteile der spezifischen Verbräuche bei Zylinderabschaltung des konventionellen Basisfahrzeuges

tenzial auf 2 % gegenüber dem Hybridfahrzeug ohne Abschaltung, weil in Betriebsbereichen niedriger Leistung elektrisch gefahren und im Leerlauf der Motor abgestellt wird. Es zeigt sich, dass im NEFZ 68 % der Zeit der Verbrennungsmotor abgestellt war und 21 % im Zylinderabschaltbetrieb gefahren wurde (Abbildung 5.7). Lediglich 11 % der Zeit befand sich das Fahrzeug im Vollmotorbetrieb, wovon knapp die Hälfte auf die Warmlaufphase, in der Vollmotorbetrieb gefordert wurde, entfällt.

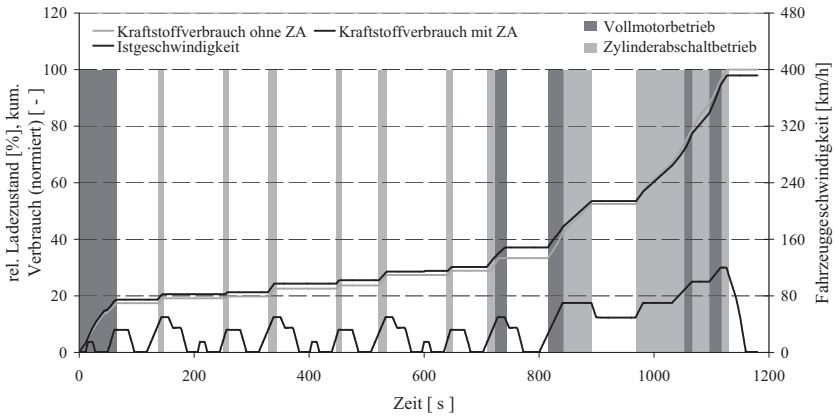


Abbildung 5.7: Darstellung der Betriebsbereiche mit Zylinderabschaltung für ein Standardhybridfahrzeug

Die Analyse des kumulierten Kraftstoffverbrauchs zeigte, dass der Motor ohne Zylinderabschaltung im innerstädtischen Teil des NEFZ (ECE) einen leichten Verbrauchsvorteil hatte, während es im außerstädtischen Teil (EUDC) zu einem deutlichen Verbrauchsnachteil kam. Die Ursache dafür ist die Forderung nach einem ausgeglichenen SOC über den gesamten Zyklus hinweg. Für den Motor mit Zylinderabschaltung stellte sich im Verlauf des Zyklus ein niedrigeres SOC-Niveau ein, weil die Stärke der Lastpunktverschiebung gegenüber dem Vollmotorbetrieb eingeschränkt ist. In Phasen, in denen die Lastanforderung durch den Fahrer einen Betrieb im Zylinderabschaltmodus zuließ, wurde zur Erhöhung des Ladezustands der Lastpunkt des Motors maximal bis zu dessen Volllast im Zylinderabschaltmodus angehoben, um den Motor in diesem verbrauchsgünstigeren Modus zu halten. Durch die verringerte Ladestärke und das geringere SOC-Niveau wurde das elektrische Fahren gegenüber dem Vollmotorbetrieb eingeschränkt. Am Ende des ECE stellte sich für beide Varianten ein vergleichbarer, niedriger SOC ein. Um zum Ende des Zyklus einen ausgeglichenen SOC erreicht zu haben, muss bei Vollmotorbetrieb erheblich mehr und stärker nachgeladen werden. Dies erklärt den starken Verbrauchsanstieg im außerstädtischen Teil im Vergleich zum Motor mit Zylinderabschaltung.

Das Verbrauchspotenzial ist bei einem Motor mit Zylinderabschaltung gegenüber einem konventionellen Motor gemindert, weil bei hybriden Antriebskonzepten die Bereiche mit niedriger Last durch elektrisches Fahren abgedeckt werden. Bei Drehzahlen  $< 2000 \text{ min}^{-1}$  und gleichzeitig hohen Lasten weist das berechnete Verbrauchskennfeld für den Zylinderabschaltmodus keinen Verbrauchsvorteil gegenüber dem Vollmotor aus. In diesem Bereich liegt ein Großteil der Lastpunkte des Motors im Hybridfahrzeug im NEFZ, sodass Änderungen in diesem Kennfeldbereich keine großen Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch



haben. Dennoch hatte die Variante mit Zylinderabschaltung einen Verbrauchsvorteil von ca. 2 % gegenüber dem Hybridfahrzeug ohne Zylinderabschaltung

### Erweiterung der Zylinderabschaltung in Verbindung mit einem Hybridsystem:

Durch die Erweiterung der Steuerungslogik für das Hybridsystem mit Zylinderabschaltung ließen sich zusätzliche Einsparpotenziale erschließen. Weil das Fahrzeug sowohl durch das E-Maschinenmoment als auch den Verbrennungsmotor angetrieben wird (Assist-Betrieb), kann die Zylinderabschaltung in einem weiteren Bereich genutzt werden. Das Prinzip der Assistfunktion für die Erweiterung des Zylinderabschaltbetriebes ist in Abbildung 5.8 anhand einer Darstellung sogenannter Willanslinien des Motors im Zylinderabschalt- und Vollmotormodus dargestellt. In bestimmten Betriebsbereichen kann die gesamte vom

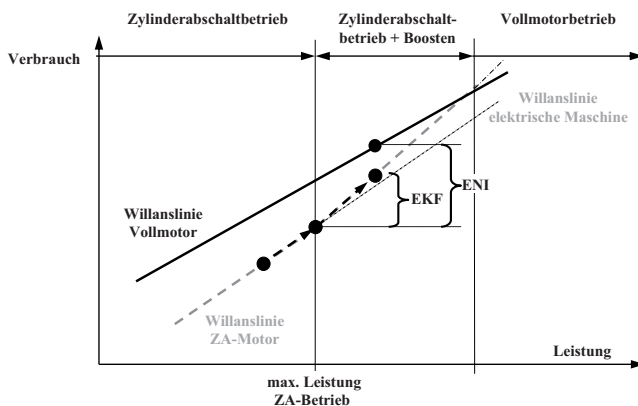


Abbildung 5.8: Schema zur Erweiterung der Zylinderabschaltung mit einer Assistfunktion im Hybridfahrzeug anhand von Willanslinien (vgl. [Hofemeier09])

Bordnetz und vom Fahrer geforderte Leistung sowohl im Teil- als auch im Vollmotorbetrieb gedeckt werden.

Die Entscheidung, in welchem Motormodus gefahren wird, wird anhand sogenannter Willanslinien getroffen. Die Willanslinien (vgl. Abb. 5.8) zeigen den Kraftstoffmassenstrom über der Motorleistung bei einer konstanten Drehzahl. Diese Darstellungsweise wurde von [Willans93] für Dampfmaschinen entwickelt, um den linearen Zusammenhang zwischen dem Dampfbedarf und der Leistung einer Dampfmaschine bei einer konstanten Drehzahl darzustellen. Bei Verbrennungsmotoren wird diese Darstellung zur Abschätzung des Reibmitteldrucks durch Extrapolation der Willansline genutzt (vgl. [Urlaub94] oder [Rajput11]). Sie ist jedoch in diesem Kontext besser für Dieselmotoren geeignet (vgl. z. B. [Ganesan07]). In dieser Arbeit wird ausschließlich die Darstellungsform (Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit der abgegebenen Leistung) verwendet.

Die Willanslinien verschiedener Motormodi wurden von der Steuerung verglichen, um eine automatische Steuerung dieser Motormodi mit unterschiedlichem Verbrauch zu ermöglichen. Beispiele dafür sind die in diesem Kapitel dargestellte Zylinderabschaltung mit Assist oder die Steuerung des Assist-Momentes mit der Wastegate-Turbine in Kapitel 5.5.3. Ein Beispiel zeigt die schematische Darstellung in Abbildung 5.8. Es wurde vereinfachend angenommen, dass für eine konstante Motordrehzahl der Verbrauch mit steigender Last für beide Motormodi linear zunimmt. Der Kraftstoffverbrauch des Vollmotors ist bei gleicher Motordrehzahl und niedrigen Leistungen konstant größer als der Kraftstoffverbrauch des Teilmotors bzw. des Motors im Zylinderabschaltmodus. Übersteigt die Gesamtleistung die maximale Leistung im Zylinderabschaltbetrieb, muss die Differenzleistung durch die elektrische Maschine erbracht werden, um das Umschalten auf den Vollmotorbetrieb zu vermeiden. Weil über alle Energiewandlungen hinweg die Verluste über den elektrischen Pfad höher als über den mechanischen sind, hat die Willanslinie der elektrischen Maschine eine größere Steigung als die des Vollmotors. Mit steigender Assist-Leistung sinkt damit der Verbrauchsvorteil gegenüber dem Vollmotor und kehrt sich bei hohen Assist-Leistungen sogar in einen Verbrauchsnachteil um.

Die Unterstützung durch die elektrische Maschine ist daher nur bis zu einem bestimmten E-Maschinen-Moment sinnvoll. Hierfür sind zwei Effekte verantwortlich: Zum einen sinkt mit steigender Last der spezifische Verbrauch des Vollmotors stärker als der des Teilmotors. Dies führt dazu, dass es in der Regel nahe der Volllast im Zylinderabschaltmodus je nach Drehzahl nur einen geringen oder keinen Verbrauchsvorteil gibt. Zum anderen erhöht sich mit steigendem Assist-Moment die Stromstärke im elektrischen Zweig. Dadurch steigen vor allem die Verluste beim Ausspeichern der elektrischen Energie aus der Batterie. Außerdem sind die Verluste bei der Wandlung der elektrischen in mechanische Energie durch die elektrische Maschine zu berücksichtigen. Eine Steuerung für die Assist-Funktion hat daher die Aufgabe, die Momentenunterstützung durch die E-Maschine nur innerhalb energetisch effizienter Grenzen zuzulassen.

Der Energiekostenfaktor EKF ermöglicht die Zuordnung eines äquivalenten Kraftstoffverbrauchs zu der in der Traktionsbatterie eingespeicherten elektrischen Energie (vgl. Kapitel 4.4). Der EKF wurde mit einer Größe verglichen, welche den äquivalenten Nutzen für die aus der Traktionsbatterie ausgespeicherte Energie im Assistbetrieb bewertet. Dieser Faktor wurde als Energienutzenindikator (ENI) bezeichnet. Der ENI ist definiert als Quotient aus der gegenüber dem Vollmotorbetrieb eingesparten Kraftstoffmenge durch den Zylinderabschaltbetrieb  $Q_{Diff}$  und der aus der Batterie ausgespeicherten Energiemenge  $\Delta E_{BATT}$ .

Durch Beibehalten des Zylinderabschaltbetriebes wird Kraftstoffenergie gegenüber dem Vollmotorbetrieb eingespart. Wenn im Vollmotormodus gefahren würde („virtueller Lastpunkt“), ergäbe sich diese Einsparung aus der Differenz der Kraftstoffverbräuche des Motors im Zylinderabschaltbetrieb und dem virtuellen Betriebspunkt. Dies ist der Lastpunkt, in dem der Vollmotor zum Abdecken der Summe aus Fahrerwunsch- und Bordnetzmoment betrieben werden müsste:

$$Q_{Diff} = Q_{virtuell,Voll} - Q_{ZA} [l]. \quad (5.1)$$

Dieser Minderverbrauch wird mit der Änderung des relativen Ladezustands der Batterie während der Entladephase ins Verhältnis gesetzt. Der ENI für den Assistbetrieb (Lastpunktabsenkung) ergab sich damit zu:

$$ENI = \frac{Q_{Diff}}{\Delta E_{BATT}} \left[ \frac{l}{kWh} \right]. \quad (5.2)$$

Mit wachsendem Assistmoment oder längerer Zeitdauer für den Assistbetrieb wird die im Vergleich zum Vollmotorbetrieb eingesparte absolute Kraftstoffmenge größer. Gleichzeitig muss aber mehr Energie aus der Batterie entnommen werden. Damit sinken der ENI und der energetische Vorteil des Assistbetriebes. Für einen Betriebspunkt über eine Zeiteinheit ergibt sich das aus energetischer Sicht sinnvolle maximale Assistmoment aus dem Vergleich der energetischen Kosten, dem EKF (Äquivalente Kraftstoffmehrkosten beim Vollmotorbetrieb mit Laden der Batterie) und dem ENI (Äquivalente Kraftstoffminderkosten bei Entladen der Batterie).

Wenn die Kraftstoffenergie zum Laden der Batterie niedriger war als die zusätzlich für die Zylinderabschaltungen benötigte, war der EKF niedriger als der ENI. Damit wäre der Aufwand für eine Umschaltung aus dem Zylinderabschalt- in den Vollmotorbetrieb höher als der Nutzen. Der Motor würde daher weiter im Zylinderabschaltmodus gehalten und das zusätzlich benötigte Moment durch die elektrische Maschine unter Entladen der Traktionsbatterie aufgebracht. War dagegen der EKF höher als der ENI, war die zusätzlich benötigte Kraftstoffmenge zum Laden der Batterie höher als die durch den Zylinderabschaltmodus eingesparte Menge. In diesem Fall löste die Steuerung der Zylinderabschaltung einen Wechsel vom Zylinderabschaltmodus zum Vollmotormodus aus. Durch die kontinuierliche Berechnung beider Größen über der Fahrzeit (vgl. A.3) konnte die Steuerung während der Fahrt entscheiden, welcher Modus verbrauchsärmer ist.

Im NEFZ ließ sich durch die zusätzliche Implementierung der Assistfunktion für das erweiterte Achshybridkonzept mit KSG kein Verbrauchsvorteil ermitteln; der Vorteil für den Zylinderabschaltbetrieb war im relevanten Bereich des Verbrauchskennfeldes gegenüber dem Vollmotorbetrieb zu gering. In Phasen geringer Leistung hat das elektrische Fahren gegenüber der Zylinderabschaltung den höheren Verbrauchsvorteil. Es kommt aber auch zu keinem Mehrverbrauch, weil - wie bereits erläutert - der Assistbetrieb nur in den aus energetischer Sicht effizienten Phasen möglich ist. Verbrauchsvorteile der Zylinderabschaltung in Kombination mit der intelligenten Assistfunktion lassen sich vor allem im Übergangsbereich vom Betrieb des Motors mit Zylinderabschaltung zum Vollmotor erzielen.

Für Konstantfahrten konnte durch die Implementierung einer Assistfunktion für Kennfeldbereiche, die andernfalls nicht im Zylinderabschaltmodus gefahren werden könnten, ein zusätzliches Verbrauchspotenzial erschlossen werden. Hierzu wurde das Fahrzeug innerhalb eines definierten Ladezustandsfensters der Traktionsbatterie abwechselnd im Zylinderabschalt- und Vollmotormodus betrieben. Im Zylinderabschaltbetrieb sorgten Verbrennungsmotor und elektrische Maschine gemeinsam für den Vortrieb und die Traktionsbatterie

wird kontinuierlich entladen. Bei Erreichen der unteren Grenze des Ladezustandsfensters wurde in den Vollmotormodus umgeschaltet und durch Lastpunktanhebung die Batterie bis zum Erreichen einer oberen Ladezustandsgrenze geladen. Der Ladevorgang findet in der Regel bei günstigerem spezifischen Verbrauch als bei einer vergleichbaren Konstantfahrt im Vollmotormodus statt. Anschließend wurde der Motor wieder im Zylinderabschaltmodus betrieben. Abbildung 5.9 zeigt den schematischen Verlauf der Motormomente und des Ladezustands bei Konstantfahrt.

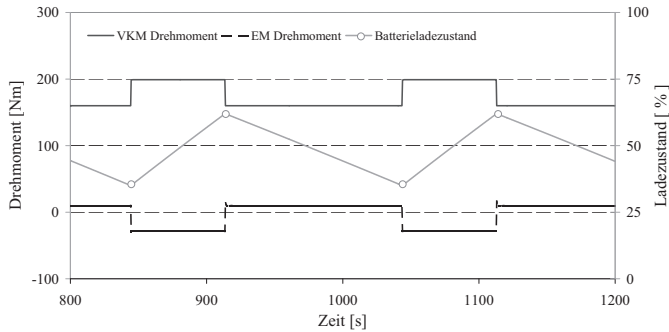


Abbildung 5.9: Prinzipbild einer Zylinderabschaltung mit E-Maschinen-Assist bei Konstantfahrt

Die Ergebnisse für Konstantfahrten im Bereich von 150 bis 170  $km/h$  sind in Abbildung 5.10 dargestellt. Bei 150  $km/h$  konnte die benötigte Systemleistung noch ohne Boost, allein durch den Verbrennungsmotor im Zylinderabschaltbetrieb bereitgestellt werden. Der Verbrauch konnte gegenüber dem Basismotor ohne Zylinderabschaltung um 4,6 % gesenkt werden. Geschwindigkeiten  $> 150 km/h$  können in der Ebene nicht mehr ausschließlich im Zylinderabschaltmodus, sondern nur noch im intermittierenden Betrieb oder im Vollmotormodus gefahren werden. Das Verbrauchspotenzial, das bei einer Geschwindigkeit von 155  $km/h$  noch fast 4 % betrug, nahm mit steigender Geschwindigkeit ab. Ab 170  $km/h$  ergab sich durch den Assistbetrieb sogar ein geringer Verbrauchsnachteil von 0,01  $l/100 km$  gegenüber dem Vollmotorbetrieb. Das heißt, spätestens bei dieser Geschwindigkeit sollte in den Vollmotormodus umgeschaltet werden. Ein früheres Umschalten könnte unter Umständen sinnvoll sein, um die Belastung der Traktionsbatterie zu reduzieren. Während bei einer Konstantfahrt mit 150  $km/h$  keine Energie in die Traktionsbatterie ein- oder ausgespeichert wird, stieg die Batteriebelastung für eine Konstantfahrt mit 170  $km/h$  auf 4,4  $kWh/100 km$ . Vor dem Hintergrund einer Batteriebelastung im NEFZ von ca. 11,2  $kWh/100 km$  ist dieser Wert jedoch akzeptabel.

## 5.5.2 Hubraumverkleinerung (Motordownsizing)

Ein weiteres Mittel zur Verbrauchssenkung bei konventionellen Fahrzeugen ist das Downsizing des Motors. Dabei werden Hubraum und zum Teil die Zylinderzahl des Motors

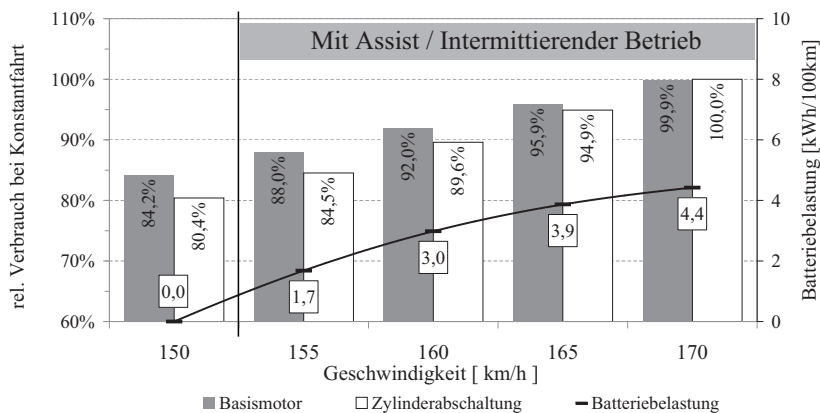


Abbildung 5.10: Verbrauchspotenziale der Zylinderabschaltung mit E-Maschinen-Assist bei Konstantfahrten mit Geschwindigkeiten von 155 km/h bis 170 km/h

verringert und gleichzeitig der Ladedruck des Triebwerks angehoben, um die gleiche maximale Motorleistung wie beim Ausgangsaggregat zu erhalten. Hierdurch sinkt zum einen die Reibleistung des Motors, zum anderen werden Betriebspunkte im Teillastbereich in Bereiche besseren Motorwirkungsgrades verschoben. Letzteres ist vor allem auf eine Entdrosselung des aufgeladenen Motors zurückzuführen. Positive Nebeneffekte einer Hubraumreduzierung sind Verringerungen von Motorgewicht und -volumen. Die Aufladung des Triebwerks wird mechanisch durch einen Kompressor unter Ausnutzung der Abgasenergie, durch einen Turbolader oder durch Kombination beider Aufladungsvarianten, realisiert. Die folgende Betrachtung beschränkt sich auf Motoren mit einem oder mehreren Turboladern. Im Hinblick auf einen Hybridsportwagen wurden zwei Varianten untersucht:

- Variante 1:  
Downsizing des Verbrennungsmotors auf 3,2 l Hubraum. In Verbindung mit einer Aufladung kann eine mit dem 3,8-Liter-Saugmotor des Basisfahrzeuges vergleichbare Leistung erreicht werden.
- Variante 2:  
Downsizing des Verbrennungsmotors auf 1,9-Liter-Hubraum und Reduktion auf drei Zylinder. Der 3,8-Liter-Saugmotor wird „halbiert“ und mit einer zweistufigen Aufladung kombiniert.

Im Folgenden sind die Ergebnisse für beide Varianten vorgestellt.

#### Variante 1:

Der Achshybrid mit 3,2-Liter-Turbomotor besaß gegenüber der Basisvariante mit 3,8-Liter-Motor ein Verbrauchspotenzial von 1,7 %. Dies sind 0,3 % weniger als das mögli-

che Einsparpotenzial durch Zylinderabschaltung (vgl. Abbildung 5.11). In den kurzen

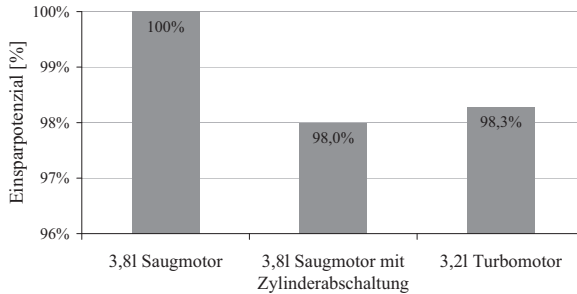


Abbildung 5.11: Verbrauchspotenziale von Turbo-Downsizing und Zylinderabschaltung im Hybridfahrzeug

Motorlaufphasen muss beim Hybridfahrzeug so nachgeladen werden, dass am Ende des Zyklus der Ladezustand der Traktionsbatterie ausgeglichen ist. Demzufolge muss in kürzeren Motorlaufphasen mit einer höheren Leistung nachgeladen werden. Bei dem Fahrzeug mit 3,2-Liter-Turbomotor bedeutete dies, dass bei tiefen Drehzahlen im NEFZ und den erhöhten Lasten durch die Lastpunktverschiebung Betriebspunkte vorlagen die einen höheren Energiekostenfaktor als beim Hybridfahrzeug mit Saugmotor generierten. Dies steigerte den Mehrverbrauch durch die Lastpunktverschiebung überproportional und schmälerte den Verbrauchsvorteil. Wird die Motorlast abgesenkt, um ungünstige Motorbetriebspunkte zu vermeiden, sind längere Motorlaufzeiten notwendig, die es erlauben, die Lastpunktverschiebung länger zu betreiben, um den SOC ausgleichen zu können. Dies führt dann wieder, über die Verlängerung des Motorlaufes, zu einer Minderung des Einsparpotenzials.

### Variante 2:

Für das Hybridkonzept wurde ein 3-Zylindermotor mit Hochaufladung untersucht. Diese Variante des Downsizings hat den Vorteil, dass auch der Motor kleiner ist und der gewonnene Bauraum für zusätzliche Hybridkomponenten genutzt werden kann. Das radikale Downsizing reduziert die Reibleistung weiter womit dann im Bereich niedriger Lasten ein nochmals verbesserter spezifischer Verbrauch erreicht werden kann. Um eine akzeptable Nennleistung eines solchen Triebwerks zu erreichen, wurde der Motor als hoch aufgeladener Motor mit 2-stufiger Aufladung ausgeführt.

Da sich der vorliegende Motortyp grundlegend vom Basistriebwerk unterschied, wurde neben dem Potenzial zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs auch geprüft, ob die Fahrleistungen des Basistriebwerks erreicht werden können. Das Hochaufladekonzept wurde sowohl als Antriebsquelle für das im Rahmen dieser Arbeit untersuchte erweiterte Hybridkonzept wie auch ein vergleichbares, konventionelles Fahrzeug bewertet.

Im NEFZ führte die Hochaufladung im konventionellen Basisfahrzeug zu einer Verbrauchsreduzierung von ca. 16 %, im Hybridfahrzeug dagegen nur von ca. 4 % (vgl. Abbildung 5.12). Der Grund dafür ist, dass der Verbrennungsmotor des Hybridfahrzeugs bei niedrigen Lasten und im Leerlauf abgeschaltet ist und dies genau die Bereiche mit dem größten Verbrauchsvorteil des Hochaufladekonzeptes sind. Wird ein Start des Verbrennungsmotors erforderlich, wird im NEFZ der Lastpunkt des Verbrennungsmotors zusätzlich angehoben, um die Traktionsbatterie zu laden. Hierdurch wird das Basistriebwerk in Kennfeldbereichen günstigen spezifischen Kraftstoffverbrauchs betrieben. In diesen Bereichen ist der Verbrauchsvorteil des Hochaufladekonzeptes jedoch gering. Die für das Hochaufladekonzept

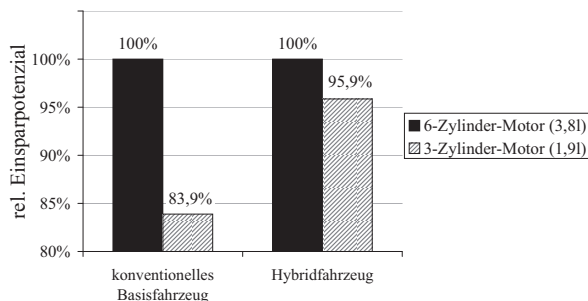


Abbildung 5.12: Vergleich der Verbrauchspotenziale des 3-Zylinder-Motors in dem konventionellen Basisfahrzeug und im Hybridfahrzeug

ermittelten Fahrleistungen blieben hinter den Fahrleistungen des Konzeptes mit Basismotor zurück. Wie in Abbildung 5.13 dargestellt, nahmen sowohl für das konventionelle Fahrzeug als auch für den Hybrid die Höchstgeschwindigkeit der Fahrzeuge mit Hochauflademotor gegenüber dem Basismotor um ca. 10 % ab. In diesen Betrachtungen wurde bereits eine Optimierung der Getriebeübersetzungen auf das geänderte Drehzahlband des hochaufgeladenen Motors berücksichtigt, um so die maximal mögliche Beschleunigung und Höchstgeschwindigkeit zu erreichen. Daher sind keine weiteren Optimierungspotenziale zu erwarten.

Die Beschleunigungen aus dem Stand auf 100 km/h wurden so durchgeführt, dass im 1. Gang im Bereich maximalen Drehmoments angefahren und die Gänge dann bis zur Drehzahl maximaler Motorleistung ausgedreht wurden. Für das Hybridfahrzeug wurde angenommen, dass während des gesamten Beschleunigungsvorgangs der maximale Boost mit der elektrischen Maschine zur Verfügung steht. Das Hochaufladekonzept war der Basis sowohl im konventionellen als auch im Hybridfahrzeug hinsichtlich der Beschleunigung von 0 auf 100 km/h unterlegen: Die Beschleunigungsdauer stieg beim Hybrid um 14,3 % und beim konventionellen Fahrzeug um 16,2 %. Das Hybridsystem kann die Minderleistung des Verbrennungsmotorkonzeptes während der Beschleunigung nur zum Teil kompensieren. Für einen Beschleunigungswert auf dem Niveau des Basisfahrzeuges müsste es mit einer

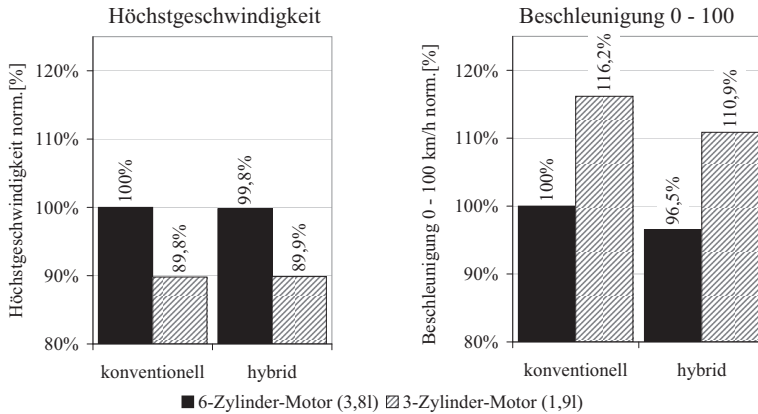


Abbildung 5.13: Vergleich der Höchstgeschwindigkeit (links) und des Beschleunigungsvermögens (rechts) des Hochaufladekonzeptes für das konventionelle Basisfahrzeug und das Hybridfahrzeug

weiter gesteigerten Leistung ausgelegt werden, was jedoch eine Gewichtszunahme zur Folge hätte.

Die Höchstgeschwindigkeit nahm sowohl für das konventionelle wie auch für das Hybridfahrzeug in gleichem Maß um ca. 10 % ab. Ausschlaggebend dafür war die geringere Leistung des hochaufgeladenen Motors. Im Vergleich zum Basismotor bietet ein 3-Zylinder-Motor mit 1,9 l Hubraum und 2-stufiger Aufladung einen in weiten Betriebsbereichen deutlich günstigeren spezifischen Verbrauch, was sich in einer signifikanten Verbrauchsreduktion für das konventionelle Konzept mit diesem Motor niederschlug. Für das Hybridfahrzeug war die Verbrauchsreduktion deutlich geringer, da Betriebsbereiche, in denen vor allem der Basismotor hohe spezifische Verbräuche aufwies, durch hybridspezifische Funktionen wie elektrisches Fahren und Start/Stopp-Betrieb substituiert wurden.

Die mit dem 3-Zylinder-Motor erzielbaren Fahrleistungen blieben aufgrund seiner verringerten maximalen Leistung deutlich hinter den Werten des Basismotors zurück. Daher können die beiden Motorvarianten nicht direkt miteinander verglichen werden. Der effektive Mitteldruck des Hochaufladekonzeptes stellt jedoch das Maximum dessen dar, was nach momentanem Stand der Technik sinnvoll machbar ist. Für ein leistungsgleiches Konzept wäre daher eine Anhebung des Hubraums und ggf. der Zylinderzahl erforderlich.

### 5.5.3 Nutzung von Abgasenergie

Durch das Abgas des Verbrennungsmotors geht dem „System Fahrzeug“ zusätzlich Energie verloren. Diese Energie kann mit Hilfe eines Generators im Abgassystem, der durch eine



Turbine angetrieben wird, wieder für das Hybridsystem genutzt werden. Im Folgenden wird ein Konzept für den in dieser Arbeit vorgestellten 3,2-l-Biturbo-Motor untersucht.

Eine Schwierigkeit bei der Auslegung von Abgasturboladern für den Fahrzeugeinsatz sind die durch Motordrehzahl und veränderliche Abgastemperatur im Vergleich zum Verdichter stärker schwankenden Volumenströme an der Turbine. Heutige Turbinen sind in der Lage, Durchsätze bis zu einem Verhältnis von 3:1 verarbeiten zu können ([Hiereth03]). Eine Möglichkeit, das Durchsatzverhältnis zu erhöhen, stellt die Verwendung eines sogenannten Wastegate-Ventils (Abblaseventil) dar. Es wird parallel zur Turbine im Abgasstrang angeordnet und gibt bei Bedarf eine Verbindung zum Niederdruckabgassystem hinter der Turbine frei. So kann bei konstantem Abgasstrom über die Turbine des Turboladers Abgas über das Wastegate an der Turbine vorbei geleitet werden. Hierdurch steigt der maximal mögliche Gesamtabgasstrom. Gleichzeitig findet eine Begrenzung des maximalen Ladedrucks des Motors statt. Dieser Begrenzung kommt beim Ottomotor besondere Bedeutung zu, da so der maximale Brennraumdruck, der aus Bauteilschutzgründen begrenzt ist, sowie klopfende Verbrennungen vermieden werden können.

Während des Aufladevorganges wird dem Abgasmassenstrom über der Turbine Energie entzogen und zum Antrieb des Verdichters genutzt. Der Anteil des Abgasmassenstroms, der über das Wastegate geleitet wird, verlässt dagegen das System ungenutzt. Durch Nutzung von Teilen dieser Abgasenergie kann die Effizienz des Gesamtsystems gesteigert werden. Eine Möglichkeit ist die Integration einer zusätzlichen Turbine, der sogenannten Wastegate-Turbine, die parallel zum konventionellen Turbolader in den Abgasmassenstrom als Ersatz oder Ergänzung des Wastegates integriert wird. Abgas, das beim konventionellen Konzept unter Umgehung der Turbine des Turboladers über das Wastegate in den Niederdruckteil der Abgasanlage strömen würde, wird jetzt zum Antrieb der Wastegate-Turbine genutzt. Diese wiederum ist über eine Welle mit einem Generator verbunden, der die anfallende mechanische Leistung in elektrische umwandelt. Der prinzipielle Aufbau eines solchen Motors ist in Abbildung 5.14 schematisch für eine Bank eines 6-Zylinder-Motors dargestellt. Die so generierte elektrische Energie wird in das Bordnetz eingespeist und teilweise

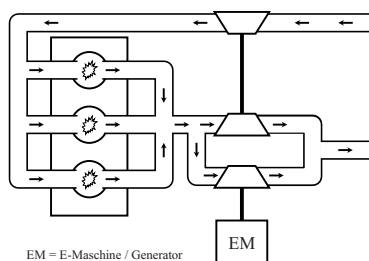


Abbildung 5.14: Schematische Darstellung einer Bank eines 6-Zylinder-Biturbo-Motors mit Wastegate-Turbine

direkt zum Decken des Bordnetzbedarfes genutzt. Übersteigt die durch die Wastegate-Turbine generierte Leistung die Bordnetzleistung, kann der Überschuss zum Antrieb der

elektrischen Maschine genutzt oder in der Traktionsbatterie zwischengespeichert werden. In Verbindung mit einem Hybridsystem können auf diese Weise Verbrauchsvorteile, auch bei zügigen Autobahnfahrten, gegenüber einem konventionellen Fahrzeug erzielt werden.

Gegenüber einem konventionellen Wastegate stellt die Wastegate-Turbine ein zusätzliches Bauteil mit einem vom Abgasmassenstrom abhängigen Strömungswiderstand dar. Dieser Strömungswiderstand erhöht sich, wenn z. B. im Hochlastbereich viel Massenstrom über das Wastegate - und damit die daran angebaute Turbine - abgeführt wird. Dadurch erhöht sich in Teilen des Betriebsbereiches der Abgasgegendruck des Motors, sodass es zu einer Erhöhung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs kommt.

Dem Verbrauchsnachteil in Teilen des Kennfeldes steht die zusätzliche elektrische Leistung der Wastegate-Turbine gegenüber. Bei Betrachtung eines äquivalenten spezifischen Verbrauchs aus dem Quotient von Mehrleistung und Mehrverbrauch ergaben sich Werte bis zu unter 50 g/kWh. Die Energie für die Traktionsbatterie kann somit durch die Wastegate-Turbine deutlich günstiger generiert werden als durch eine Lastpunktverschiebung des Verbrennungsmotors. Insbesondere ist zu berücksichtigen, dass dieser Wert bereits die Generatorverluste beinhaltet, die bei Lastpunktverschiebung zusätzlich für die Energieumwandlung anfallen würden. Für den Gesamtwirkungsgrad des aufgeladenen Motors mit Wastegate-Turbine gilt:

$$\eta_{ges} = \frac{P_{chem,WGT}}{P_{chem,ges}} \cdot \eta_{WGT} + \frac{P_{chem,VKM}}{P_{chem,ges}} \cdot \eta_{VKM} \quad (5.3)$$

Für die Berechnung wurde der durch die Wastegate-Turbine erhöhte Gesamtverbrauch herangezogen. Die Mehrleistung durch die Wastegate-Turbine wurde unter Beibehaltung von Motormoment und -drehzahl durch einen gesteigerten Systemwirkungsgrad der Motorleistung zugeschlagen. Die Gegenüberstellung von Zusatzleistung und -verbrauch der Wastegate-Turbine zeigte, dass sie im mittleren Drehzahl- und Lastbereich mehr Kraftstoff verbrauchte als der Motor ohne Wastegate-Turbine. In diesem Bereich wurden aber auch die höchsten elektrischen Leistungen erreicht (vgl. Abbildung 5.15). Bei hohen Drehzahlen und Lasten kann die Wastegate-Turbine zwar keine elektrische Leistung mehr umwandeln, doch kommt es durch die geringere Drosselwirkung zu einem Verbrauchsvorteil gegenüber dem Ausgangsmotor ohne Wastegate-Turbine. In weiten Teilen des Motorkennfeldes wurde der Verbrauch des Motors nicht bzw. nur leicht positiv durch die Verwendung der Wastegate-Turbine beeinflusst.

Zur Potenzialabschätzung einer Motorvariante mit Wastegate-Turbine wurde ein entsprechendes Simulationsmodell mit dem Ladungswechsel- und Motorprozessprogramm AVL BOOST erstellt und die elektrischen Zusatzleistungen und -verbräuche für ausgewählte Kennfeldpunkte berechnet. Ergebnisse wurden für die Gesamtfahrzeugmodellierung in Cruise in Form von Kennfeldern importiert. Das zwischen den untersuchten Betriebspunkten aufgespannte Kennfeld wurde an den Rändern, durch die Annahme das dort keine zusätzliche Leistung zur Verfügung steht, begrenzt (vgl. Abbildung 5.15). Damit wurde der Zusatzverbrauch und die Zusatzleistung durch die Wastegateturbine im Gesamtmodell berücksichtigt.

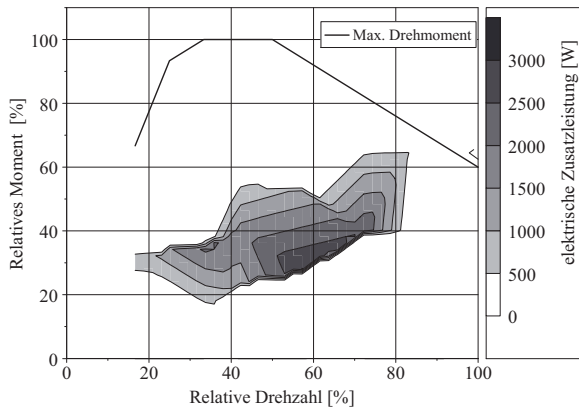


Abbildung 5.15: Kennfeld für die zusätzlich durch die Wastegate-Turbine generierte Leistung

Übersteigt die elektrische Leistung der Turbine den Bordnetzbedarf, wird die Traktionsbatterie des Fahrzeugs geladen. Bei Stadtfahrten ist zu erwarten, dass dieser Fall nur für kurze Zeitspannen auftritt da die Kennfeldpunkte, in denen durch die Wastegateturbine ausreichend Leistung generiert wird, nicht angefahren werden. Des Weiteren übersteigt der elektrische Energiebedarf der Anteile, in denen elektrisch gefahren wird, die Zeitanteile in denen durch die Wastegate-Turbine geladen werden kann. Damit wird für diese Fahrsituationen eine zusätzliche Lastpunktverschiebung nötig. Durch die zusätzliche Ladeleistung der Wastegate-Turbine lassen sich jedoch bei Fahrten mit erhöhter Geschwindigkeit die Phasen, in denen eine Lastpunktverschiebung von der Hybridsteuerung zur Anhebung des Ladezustands angefordert wird, reduzieren und so auch während Konstantfahrten (z. B. auf Autobahnen) Kraftstoff einsparen. Dagegen sind bei diesen Fahrten die hybridtypischen Funktionen wie elektrisches Fahren aus energetischer Sicht nicht sinnvoll. In diesem Fall würde die Traktionsbatterie mit hohen Leistungen durch die Wastegate-Turbine kontinuierlich geladen. Um den SOC der Batterie innerhalb der zulässigen Grenzen zu halten, ist ein Entladen der Batterie durch Lastpunktabsenkung (Assist) des Verbrennungsmotors erforderlich. Das Gesamtantriebsmoment wird damit in bestimmten Situationen zum Teil von der elektrischen Maschine aufgebracht. Eine Einsatzmöglichkeit wäre hier bei Batterien mit höherer Kapazität in Plug-In-Hybridfahrzeugen zu sehen.

Der Assistbetrieb (Lastpunktabsenkung) lässt sich auf zwei Arten umsetzen. Bei der kontinuierlichen Lastpunktabsenkung wird die Differenzleistung aus elektrischer Wastegate-Turbinen-Leistung und Bordnetzleistung direkt zum Antrieb der elektrischen Maschine genutzt. Eine Zwischenspeicherung in der Traktionsbatterie des Fahrzeugs, einschließlich der dabei anfallenden Verluste, wird vermieden. Bei der intermittierenden Lastpunktabsenkung wird die elektrische Maschine innerhalb eines festgelegten Ladezustandsfensters bei Nulllast oder Lastpunktanhebung betrieben. Hierdurch erhöht sich der Ladezustand der

Traktionsbatterie hauptsächlich durch die Leistung aus dem Generator der Wastegate-Turbine. Bei Erreichen einer oberen Ladezustandsgrenze (SOC-Grenze) wird der Lastpunkt des Verbrennungsmotors abgesenkt und die Traktionsbatterie durch die Assistleistung der elektrischen Maschine aktiv entladen. Ist die untere SOC-Grenze erreicht, wird der Lastpunkt des Verbrennungsmotors wieder angehoben und die elektrische Maschine bei Nulllast betrieben. Abbildung 5.16 zeigt ein Schema dieser beiden Lastpunktverschiebungs- bzw. Assist-Strategien. Vorteil der intermittierenden Lastpunktabsenkung ist der zusätzli-

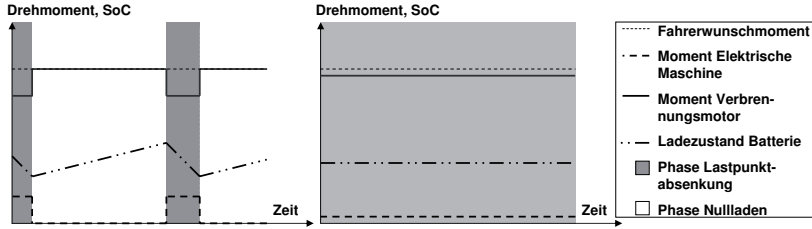


Abbildung 5.16: Schema verschiedener Assist-Strategien mit Wastegate-Turbine

che Freiheitsgrad hinsichtlich der Wahl des Lastpunktverschiebungsmomentes. Hierdurch kann z. B. die elektrische Maschine bei besseren Wirkungsgraden betrieben werden. Nachteilig wirken sich dagegen die Verluste durch das Ein- und Ausspeichern der elektrischen Energie in bzw. aus der Traktionsbatterie aus. Für die optimale Nutzung der zusätzlichen Energie aus dem Abgassystem wurde daher eine intelligente, intermittierende Strategie zur Lastpunktabsenkung entwickelt.

Der Verbrauch des Fahrzeugs wird bei gegebener Fahrerwunsch- und Bordnetzleistung vom Wirkungsgrad des Gesamtsystems bestimmt. Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Strategie senkt den Lastpunkt des Verbrennungsmotors so weit ab, dass Verbrennungsmotor und elektrische Maschine im Punkt des optimalen Gesamtwirkungsgrades betrieben werden können. Darüber hinaus wird in Bereichen, in denen die elektrische Leistung der Wastegate-Turbine höher als der Leistungsbedarf des Bordnetzes ist, ein minimales Assistmoment sichergestellt. So kann ein weiteres Ansteigen des Ladezustands der Traktionsbatterie auch in den Fällen, in denen eine Lastpunktabsenkung eine Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades bedeuten würde, verhindert werden. Der Wirkungsgrad des Gesamtsystems hängt von den betriebspunktabhängigen Wirkungsgraden der Einzelkomponenten sowie auch von der Aufteilung der Energieströme ab. Für einen Motorbetriebspunkt, in dem die elektrische Leistung der Wastegate-Turbine höher als die Bordnetzleistung ist, sind die Energieströme in Abbildung 5.17 dargestellt. Die dem Verbrennungsmotor zugeführte chemische Leistung ergibt sich durch die Summe des Kraftstoffverbrauchs des Basismotors  $P_{chem,VKM}$  und eines Zusatzverbrauchs durch die Wastegate-Turbine  $P_{chem,WGT}$ . Diese wird mit dem Gesamtwirkungsgrad des Verbrennungsmotors und der Wastegate-Turbine  $\eta_{VKM}$ , dem „Motorwirkungsgrad“, gewandelt und entsprechend der Leistung der Wastegate-Turbine  $P_{WGT}$  und des Verbrennungsmotors  $P_{VKM}$  auf den elek-

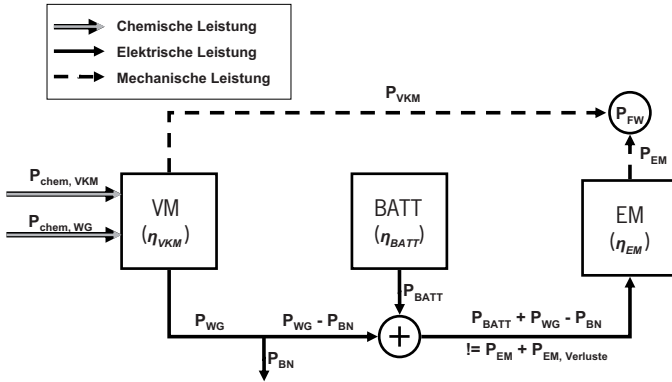


Abbildung 5.17: Schema der Energieströme bei Lastpunktabsenkung

trischen und mechanischen Pfad aufgeteilt. Die Leistung der elektrischen Maschine wird so groß gewählt, dass unabhängig vom abgesenkten Lastpunkt des Verbrennungsmotors die Fahrerwunschleistung  $P_{FWL}$  als Summe der mechanischen Leistungen von Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine  $P_{EM}$  erreicht wird. Bei bekannten betriebspunkt-abhängigen Wirkungsgraden der elektrischen Maschine  $\eta_{EM}$  und der Batterie  $\eta_{BATT}$  kann die benötigte Leistung, die entnommen werden muss, bestimmt werden. Diese setzt sich aus der Summe von Nutz- und Verlustleistung der elektrischen Maschine sowie der Bordnetzleistung  $P_{BN}$  abzüglich der elektrischen Leistung der Wastegate-Turbine zusammen.

Bei der Bestimmung des Gesamtsystemwirkungsgrades bei Lastpunktabsenkung wurden die Nutzleistungen gegenüber den aufgewendeten Leistungen bilanziert. Letztere setzen sich aus den chemischen Leistungen sowie aus der der Traktionsbatterie entnommenen Leistung zusammen. Die chemischen (Kraftstoff-)Leistungen und die Batterieleistung können nicht gleich gesetzt werden, weil in den für den Assistbetrieb relevanten Betriebsbereichen nicht davon ausgegangen werden kann, dass die Batterie durch Rekuperation und damit energiekostenneutral geladen wurde. Ein Laden der Batterie wäre unter Umständen mit zusätzlichen Energiekosten verbunden. Die genutzte Batterieleistung wird daher für eine Betrachtung der Äquivalenzkosten mit einem Kostenfaktor beaufschlagt und damit stärker gewichtet. Der Gesamtwirkungsgrad des Systems bei Lastpunktabsenkung lässt sich damit wie folgt berechnen:

$$\eta_{Assist} = \frac{P_{FWL} + P_{BN}}{\frac{1}{\eta_{EM}} \cdot \left[ \frac{P_{EM} \cdot (P_{EM} + P_{EM, Verl} - P_{WGT})}{(P_{EM} + P_{EM, Verl}) \cdot \eta_{BATT}} \cdot G + \frac{P_{EM} \cdot P_{WGT}}{(P_{EM} + P_{EM, Verl}) \cdot \eta_{VKM}} \right] + \frac{1}{\eta_{VKM}} \cdot (P_{VKM} + P_{BN})}. \quad (5.4)$$

Für den Gewichtungsfaktor  $G$  gilt:

$$G = \frac{1}{\eta_{VKM, Laden} \cdot \eta_{BATT, Laden}}. \quad (5.5)$$

Es wird deutlich, dass für alle Assistleistungen der Motorwirkungsgrad ausschlaggebend ist, während die Wirkungsgrade der elektrischen Maschine und der Batterie erst mit steigender Assistleistung an Bedeutung gewinnen. Abbildung 5.18 zeigt den Motorwirkungsgrad sowie die optimierten Motormomente bei Lastpunktabsenkung für verschiedene Fahrerwunschk momente über der normierten Motordrehzahl. Es ist zu erkennen, dass eine Last-

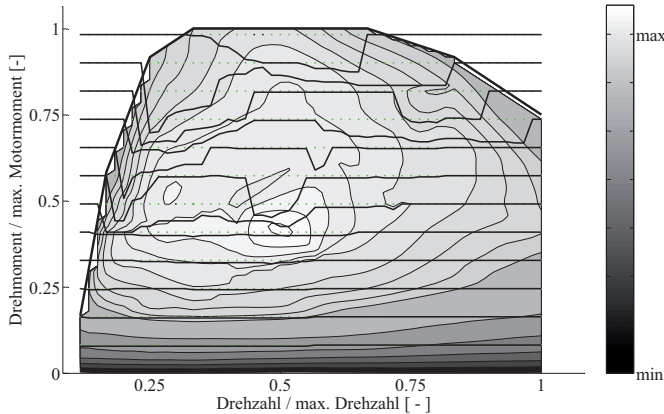


Abbildung 5.18: Kennfeld für die optimierten Motormomente bei Lastpunktabsenkung

punktabsenkung für Fahrerwunschk momente unterhalb bestimmter Momente nicht sinnvoll ist, da sich in diesem Bereich der Motorwirkungsgrad verschlechtern würde. Es wird lediglich ein minimales Assistmoment für Bereiche ausgegeben, in denen die Wastegate-Turbine Leistung liefert. Für höhere Fahrerwunschk momente wird der Lastpunkt deutlich abgesenkt. Die limitierende Größe ist dabei der Batteriewirkungsgrad, der bei sehr hohen Assistleistungen aufgrund der dann großen Batterieströme abnimmt. Generell ist aufgrund des geringen Wirkungsgrades der elektrischen Maschine bei kleinen Momenten ein leichter Assistbetrieb energetisch nicht sinnvoll.

Eine erste Potenzialabschätzung wurde für Konstantfahrten bei verschiedenen Geschwindigkeiten durchgeführt. Bei ausreichend hoher elektrischer Leistung der Wastegate-Turbine wurde der Lastpunkt des Verbrennungsmotors entweder konstant oder mit der vorgestellten Strategie (vgl. Abbildung 5.18) abgesenkt, um den Ladezustand der Traktionsbatterie innerhalb der zulässigen Grenzen zu halten. Die Verbrauchsergebnisse der Konstantfahrten wurden für jede Geschwindigkeit auf den Kraftstoffverbrauch des Basismodells mit Downsizing-Motor und konventionellem Wastegate normiert. Das Ergebnis ist in Abbildung 5.19 dargestellt. Für eine Konstantfahrgeschwindigkeit von 190 km/h gab es einen Verbrauchsvorteil von bis zu 2,8 % für das Modell mit Wastegate-Turbine gegenüber dem konventionellen Modell. Ein Vorteil in dieser Höhe war jedoch nur in diesem Betriebspunkt zu erzielen; sowohl zu höheren als auch zu niedrigeren Geschwindigkeiten nahm der Vorteil

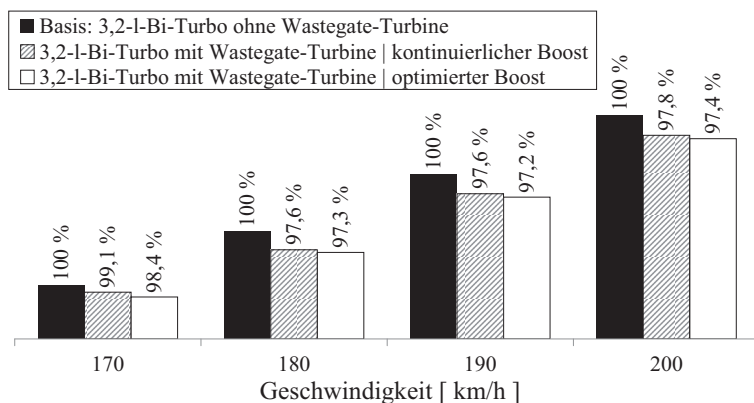


Abbildung 5.19: Normierte Verbrauchswerte bei Konstantfahrten mit verschiedenen Geschwindigkeiten für Sportwagenhybrid mit und ohne Wastegate-Turbine

ab. Grund für dieses Verbrauchsverhalten war, dass der Lastpunkt für eine Konstantfahrt mit 190 km/h im Gegensatz zu den Fahrten mit 180 km/h bzw. 200 km/h im Bereich der größten elektrischen Leistung der Wastegate-Turbine liegt. Für eine Konstantfahrt mit 150 km/h ließ sich nur noch ein Verbrauchsvorteil von maximal 1,5 % gegenüber dem konventionellen Konzept erzielen.

In gesetzlichen Zyklen und insbesondere im NEFZ wird bei niedrigen Geschwindigkeiten und mit geringer Dynamik gefahren, sodass nur eine geringe Motorleistung abgerufen wird. Die Betriebspunkte des aufgeladenen Motors genügen nicht, um einen signifikanten Ladedruck zu erzeugen, sodass näherungsweise saugmotorisch gefahren wird. Die Wastegate-Turbine liefert damit auch keine nutzbare Leistung, verursacht aber auch aufgrund geringer Durchströmung keinen Kraftstoffmeherverbrauch. Im NEFZ werden die höchsten Leistungen für Beschleunigungen mit  $0,5 - 1 \text{ m/s}^2$  benötigt. Während dieser instationären Betriebszustände lieferte die Wastegate-Turbine nutzbare elektrische Leistung. Die maximale Leistung lag im NEFZ bei ca. 1100 W und erreichte damit etwa ein Drittel der maximal möglichen. Über den Zyklus gemittelt, wurde eine Durchschnittsleistung von 75 W generiert. Dies führte in diesem Zyklus zu einem Verbrauchsvorteil von 0,5 % gegenüber dem Sportwagenhybrid mit 3,2-Liter-Turbomotor ohne Wastegate-Turbine.

## 5.6 Minimalverbrauch des Hybridfahrzeugkonzeptes

In den vorangegangenen Kapiteln wurden die Ergebnisse verschiedener Maßnahmen und Strategien dargestellt, mit denen der Kraftstoffverbrauch eines Sportwagens durch Erweiterung des Antriebsstranges mit einem Hybridsystem signifikant gesenkt werden sollte.

Zusätzlich wurden auch Maßnahmen untersucht, um die Verbräuche der verschiedenen Hybridkonzepte noch weiter zu senken. Mit Hilfe des umgesetzten Prototypen eines Vorderachshybrids konnte eine Verbrauchsverbesserung von 22,9 % gegenüber dem Basisfahrzeug gemessen werden.

Durch zusätzliche Betriebsstrategieerweiterungen und der Erweiterung des Hybridsystems um eine E-Maschine, konnte der Verbrauch noch weiter gesenkt werden. In Verbindung mit einer optimierten Betriebsstrategie und der strategischen Abkopplung der Achsen stieg der Verbrauchsvorteil des Vorderachshybrids mit KSG gegenüber dem Basisfahrzeug auf ca. 28 %. In das bestehende Antriebsstrangkonzzept des konventionellen Basisfahrzeuges, ist jedoch aufgrund der Bauraumsituation nur eine Lösung mit RSG umsetzbar. Damit war ein Verbrauchsvorteil von 27 % realisierbar.

Mit Hilfe der Zylinderabschaltung konnte das Einsparpotenzial nochmals gesteigert werden. Die Höhe der Einsparung war jedoch stark an die Betriebsstrategie und den damit verbundenen Ladestärken gekoppelt. Zu hohe Ladestärken verhinderten den Zylinderabschaltbetrieb, da dann nur eine begrenzte Leistung des Motors zur Verfügung stand.

Weitere Einsparpotenziale ergaben sich durch das Downsizing des Motors. Ein sehr starkes Downsizing, wie in dieser Arbeit am Beispiel des Dreizylindermotors dargestellt, besitzt zwar ein weiteres Reduktionspotenzial, jedoch können dabei Einschränkungen in der Performance auftreten, die nicht durch das elektrische System ausgeglichen werden können.

Wird für den Hybridantriebsstrang das Saugmotorkonzept beibehalten und durch eine Zylinderabschaltung ergänzt, dann kann in Verbindung mit dem RSG und einer optimierten Schalt- und Abkoppelstrategie beider Achsen ein EU-Verbrauch im NEFZ von 7,41 l/100 km realisiert werden. Tauscht man den RSG durch eine KSG-Lösung, kann das Einsparpotenzial im EU-Zyklus um 0,06 l/100 km auf 7,35 l/100 km erhöht werden. Diese zusätzliche Einsparung wird durch die Verbesserung der EM-Wirkungsgrade und die Minderung der Riemenverluste erreicht. Das theoretisch mögliche Potenzial wurde jedoch durch die Gewichtserhöhung gemindert. Die Einsparung gegenüber dem konventionellen Basisfahrzeug betrug mit RSG 29,4 % und mit KSG 30,0 %.



## 6 Steigerung der Fahrdynamik bei einem Hybridsportwagen

Neben der Senkung des Kraftstoffverbrauches durch die Hybridisierung sollte mit Hilfe des zusätzlichen elektrischen Antriebs auch eine Steigerung der Fahrdynamik erreicht werden. Ein zentraler Parameter für die Bewertung der Fahrzeugperformance ist der Fahrzeugbetrieb auf der Rundstrecke. Zusätzlich zum Einfluss der Hybridisierung auf die Rundenzeit wurde auch die Belastung der anderen Komponenten - speziell der Batterie - untersucht, weil extreme Belastungen den Alterungsprozess der Batterien beschleunigen ([Herb10]) und es dadurch u. a. zu einer Leistungsreduktion kommt ([Dubarry]).

Der in Kapitel 5 vorgestellte Prototyp besaß einen elektrischen Vorderachsantrieb und war für die Untersuchungen um einen Riemenstartergenerator (RSG, max. 10 kW) bzw. Kurbelwellengenerator (KSG, max. 20 kW) ergänzt worden. Der sogenannte Standardhybrid hat hingegen eine stärkere E-Maschine an der Hinterachse (vgl. Abbildung 6.1).

Um die Einflüsse der E-Maschinen auf die Fahrleistungen möglichst exakt zu erfassen, sollten die beiden Teilantriebsstränge auch jeweils getrennt untersucht werden und nicht nur das angestrebte Gesamtkonzept eines Hybrids mit elektrischem Vorderachsantriebs und RSG bzw. KSG.

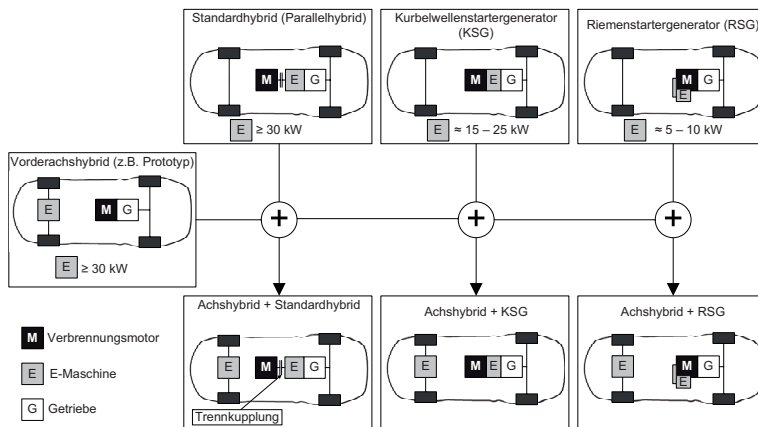


Abbildung 6.1: Kombinationsmöglichkeiten der untersuchten Hybridkonzepte

Um die E-Maschinen der beiden Teilantriebsstränge vergleichen zu können, müssen sie jedoch vergleichbare Leistungen aufweisen. Für den Vergleich der Fahrleistung wurden daher zwei Hybridkonzepte mit gleicher Maximalleistung, einer als Standardhybrid mit einer E-Maschine an der Hinterachse, und einer als Vorderachshybrid untersucht. Der Vorderachshybridantriebsstrang entsprach dem im Prototypen umgesetzten Stand. Zum besseren Verständnis sind die Antriebsstränge und die Kombinationsmöglichkeiten in Abbildung 6.1 dargestellt.

## 6.1 Betriebsstrategie für den Rundstreckenbetrieb

Weil auf einer Rundstrecke die Fahrleistung eine übergeordnete Rolle spielt, musste die Betriebsstrategie entsprechend erweitert werden. Die Änderungen betrafen die Rekuperation und Lastpunktverschiebung.

Da auf der Rundstrecke sehr hohe Verzögerungen erreicht werden (vgl. Abbildung 4.20), ist es nicht sinnvoll, die Bremsung mit rein elektrischer Verzögerung zu beginnen und anschließend die Betriebsbremse hinzuzunehmen. Die Bremsleistung übersteigt die installierte elektrische Leistung um ein Vielfaches, sodass die E-Maschine stets unter Volllast rekuperieren kann. Die einzige Einschränkung besteht durch die zulässige Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse.

Der Einsatz der Lastpunktverschiebung ist abhängig von der Antriebsstrangtopologie. Eine Lastpunktverschiebung kann nur durchgeführt werden, wenn der Verbrennungsmotor nicht unter Volllast betrieben wird. Dieser Zustand tritt hauptsächlich bei Kurvenfahrten und zu Beginn und Ende einer Brems- bzw. Rekuperationsphase auf.

Die E-Maschine eines Standardhybrids befindet sich direkt zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe (vgl. Abbildung 6.1). Während der Lastpunktverschiebung bei Kurvenfahrt wird die Mehrleistung des Verbrennungsmotors von der E-Maschine aufgenommen, in elektrische Energie gewandelt und in der Batterie gespeichert. Am Rad greift jedoch im Vergleich zu einer Kurvenfahrt ohne Lastpunktverschiebung dasselbe Antriebsmoment an, sodass diese Funktion keinen Einfluss auf die Fahrdynamik des Fahrzeugs hat. Während der Lastpunktverschiebung kann somit die maximale generatorische Leistung der E-Maschine genutzt werden.

Beim Vorderachshybrid hingegen wird Lastpunktverschiebung betrieben, indem die vorderen Räder durch ein generatorisches Moment der E-Maschine abgebremst werden und das Fahrzeug durch ein zusätzliches Antriebsmoment an den hinteren Rädern auf Sollgeschwindigkeit gehalten wird. Eine erhöhte Längskraft hat eine geringere aufzunehmende Querkraft zur Folge, weswegen die Kurve mit einer geringeren Kurvengrenzgeschwindigkeit gefahren werden müsste. Anderenfalls besteht die Gefahr eines untersteuernden bzw. instabilen Fahrverhaltens. Die einzige Möglichkeit zur Lastpunktverschiebung des Achshybrids besteht daher nur auf einem geraden Streckenabschnitt, auf dem nicht mit Volllast gefahren werden kann. Auf einer ideal gefahrenen Rundstrecke existiert dieser Zustand

nicht, da sonst die minimale Rundenzeit nicht erreicht würde. Das heißt, dass ein reines Achshybridfahrzeug keine Lastpunktverschiebung im Rennbetrieb durchführen kann.

Im Rennbetrieb wird auf elektrisches Fahren sowie Verwendung der Start-Stopp-Funktion während der Rekuperationsphasen verzichtet, weil der Minderverbrauch durch die sehr kurzen Stopphasen in keinem Verhältnis zur erhöhten Ansprechzeit durch den Wiedersart steht. Der elektrische Boost ist die einzige Möglichkeit, trotz des Mehrgewichts eines Hybrids die Fahrleistungen des konventionellen Fahrzeugs zu erreichen. Der Boost wurde in dieser Untersuchung ab einer Fahrpedalstellung von 99 % abgerufen. Um die Rundenzeiten der verschiedenen Hybridfahrzeuge untereinander und mit dem konventionellen Basisfahrzeug vergleichen zu können, muss die Batterie vom Start bis zum Ende der Runde einen ausgeglichenen Ladezustand aufweisen (vgl. Abbildung 6.2 B). Das bedeutet, dass nur so viel Boost verfügbar ist, wie durch Lastpunktverschiebung und Rekuperation nachgeladen werden kann. In Abbildung 6.2 sind die Verläufe der Geschwindigkeit, Differenzgeschwindigkeit, des Batterieladezustands und die Häufigkeit des Boostens für den Standardhybrid und den Vorderachshybrid einander gegenübergestellt.

Beim Vorderachshybrid stand der Boost durch die fehlende Lastpunktverschiebung signifikant weniger zur Verfügung (Abbildung 6.2 A). Der Vergleich der Differenzgeschwindigkeit zeigte, dass der Standardhybrid aufgrund der höheren Boostverfügbarkeit deutliche Geschwindigkeitsvorteile bei langen Beschleunigungen hatte (Abbildung 6.2 C), während der Vorderachshybrid aufgrund der für das untersuchte Fahrzeugkonzept besseren Gewichtsverteilung Geschwindigkeitsvorteile bei den Kurvenfahrten besaß (Abbildung 6.2 D).

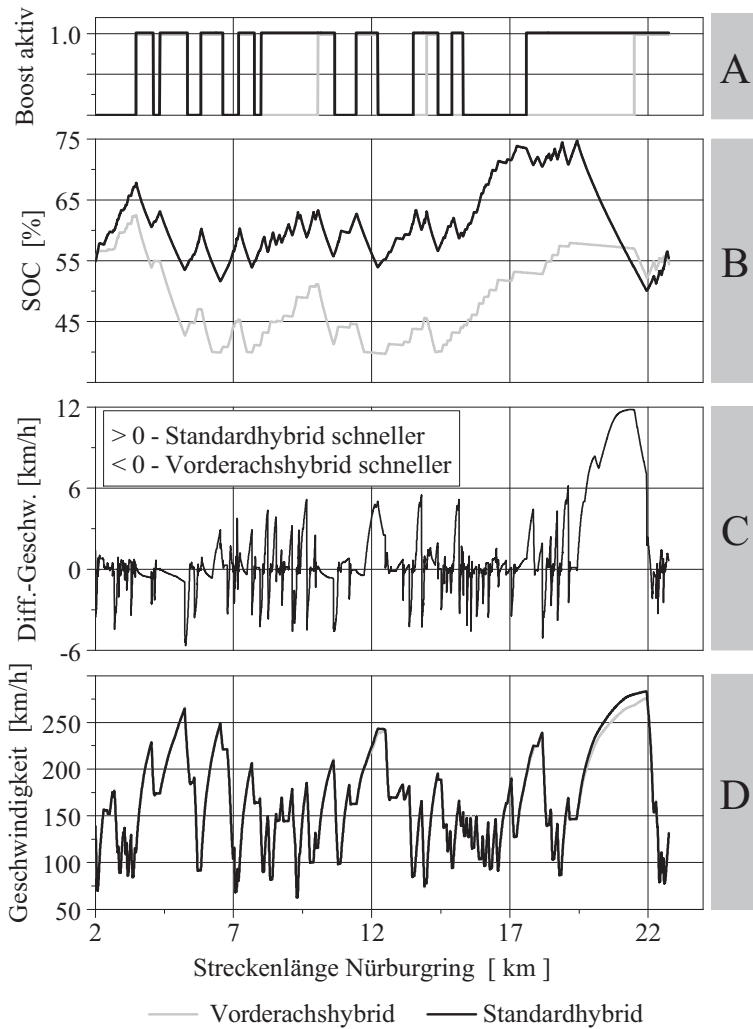


Abbildung 6.2: Vergleich von Geschwindigkeit, Differenzgeschwindigkeit, Batterieladezustand und Boostaktivität von Vorderachshybrid und Standardhybrid im Rennbetrieb auf dem Nürburgring

## 6.2 Auslegung der Booststrategie

Da der elektrische Boost die einzige Maßnahme ist, die die Dynamik des Fahrzeuges im Rundstreckenbetrieb zu steigern, muss besonderes Augenmerk auf die Auslegung der Booststrategie gelegt werden. Die Strategie muss gewährleisten, dass die eingesetzte Energie mit maximalem Nutzen für den Boost verwendet wird sowie zu einem reproduzierbaren Boostverlauf führen, damit der Fahrer ein reproduzierbares Fahrverhalten erhält. Auf der Rundstrecke bedeutet dies, dass der Ladezustand über eine Runde hinweg ausgeglichen sein muss, damit auch in den folgenden Runden derselbe Boost zur Verfügung steht.

Abbildung 6.3 zeigt das Schema einer vereinfachten Booststrategie. Vereinfacht bedeutet in diesem Fall, dass die Strategie nicht auf eine bestimmte Rundstrecke ausgelegt wurde. Außerdem werden als Randbedingung für die Auslegung der Booststrategie nur die Fahrzeuggeschwindigkeit, der Batterieladezustand (SOC) und die Steigung berücksichtigt. Andere Randbedingungen wie z. B. der Reifenzustand, die Temperaturen von Batterie, E-Maschine oder Leistungselektronik finden keine Berücksichtigung.

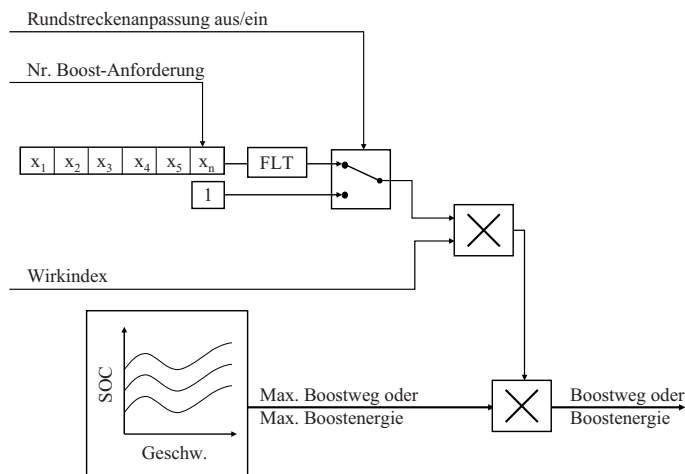


Abbildung 6.3: Schema für die entwickelte vereinfachte Boost-Strategie

Bei Anforderung durch den Fahrer gab die Booststrategie in Abhängigkeit von der jeweils aktuellen Geschwindigkeit und dem Batterieladezustand beim Start eine maximale Wegstrecke oder Energiemenge frei, über die der Boost erfolgen kann. Die Abhängigkeit vom Anfangsladezustand der Batterie verhindert die Tiefentladung, weil der Boost bei einem zu niedrigen Ladezustand eingeschränkt wird, während bei hohem Ladezustand eine längere Wegstrecke oder Energie zum Boosten freigegeben wird. Auf diese Weise wird gleichzeitig vermieden, dass ein zu hoher Ladestand die Rekuperation von Energie verhindert,

weil die Batterie bereits zu voll ist. Die freigegebene Booststrecke bzw. Boostenergie wird zusätzlich durch den in Kapitel 4.6 definierten Wirkindex beeinflusst. Diese Beeinflussung ermöglicht es, die freigegebene Boostenergiemenge zu vergrößern, falls die Boostwirkung in diesem Streckenabschnitt besonders hoch wäre. Umgekehrt kann die freigegebene Boostenergie durch den Wirkindex auch eingeschränkt werden.

Es ist eine große Herausforderung, die eingesetzte Energie bestmöglich zu nutzen. Beim Einsatz des Boost aus niedrigen Geschwindigkeiten heraus, hat die dadurch eingebrachte zusätzliche Leistung einen großen Einfluss auf die Beschleunigung des Fahrzeuges. Wenn dieser Geschwindigkeitsvorteil gegenüber der Beschleunigung ohne Boost nur für kurze Zeit erhalten bleibt, ist auch der Zeitgewinn, bezogen auf die Rundenzeit, gering. Dies ist in Streckenabschnitten mit kurzen Geraden und vielen Kurven der Fall, weil dann nur kurz beschleunigt werden kann, bevor für die nächste Kurve gebremst werden muss. Der Gesamtnutzen ist daher trotz hoher Wirkung des Boost gering, weil der Geschwindigkeitsvorteil durch eine frühe Bremsung wieder aufgezehrt wird.

Der Boost wäre nur dann maximal zu nutzen, wenn Streckenabschnitte im Voraus identifiziert werden könnten, auf denen lange nicht gebremst wird und der Geschwindigkeitsvorteil daher erhalten bliebe. Dies setzt die Kenntnis der Strecke voraus. Dazu müsste die aktuelle Position des Fahrzeugs auf der gefahrenen Rennstrecke der Strategie dazu bekannt sein. Mit entsprechenden Zusatzausstattungen (z.B. GPS) wäre eine rundstreckenspezifische Optimierung des Boost dann möglich. Für den für diese Arbeit entwickelten Prototypen gab es diese Zusatzausstattungen jedoch nicht. Daher wurde versucht, mit Hilfe eines Nutzindexes die Booststrategie zu optimieren. Der Nutzindex ist der Quotient aus angeforderter Boostzeit für den aktuellen Boostvorgang zu maximal angeforderter Boostzeit auf dem Rundkurs. Geht man von einem reproduzierbaren Verhalten des Fahrers aus, werden an ähnlichen Streckenpositionen ähnliche Boostzeiten gefordert. Daher kann man jeden Nutzindex in einer Reihenfolge in einem Array abspeichern. Nach einer Initialisierungsrunde kann der Wert dann in jeder Folgerunde abgefragt werden und für die Entscheidung über die Freigabe des Boost herangezogen werden (vgl. Abbildung 6.3).

Über einen nachgeschalteten Filter können Werte des Nutzindex, die unterhalb eines Grenzwertes liegen, ausgeblendet werden und es wird kein Boost freigegeben. Die Booststrategie kann auch an ein sich änderndes Fahrverhalten adaptiert werden, indem sie immer neue Werte für den Nutzindex lernt und die ältesten Werte aus dem Array löscht. Damit wird die in der Batterie verfügbare Gesamtenergie auf Einzelenergien für die einzelnen Boostvorgänge aufgeteilt. Wird eine Einzelenergiemenge nicht oder nicht vollständig abgerufen, wird diese Energiemenge auf die anderen Boostphasen verteilt. In Tabelle 6.1 ist ein Beispiel für diesen Vorgang dargestellt. In der ersten Runde kann der Rundkurs ohne Einschränkungen durchfahren werden. Die längste angeforderte Boostzeit beträgt 30 s (Boost 3) und liegt daher dem Nutzindex der ersten Runde zugrunde. Bei einem Grenzwert von 0,1 für den Nutzindex wird der angeforderte Boost Nr. 4 nicht freigegeben, da er mit 0,07 unterhalb der Schwelle liegt.

In der darauffolgenden Runde können Boost Nr. 1 und Nr. 2 identisch zu Runde 1 gefahren werden. Weil jedoch Boost Nr. 3 nur für 2 s statt für 30 s abgerufen wird, ändern

sich automatisch die Nutzindexe für die darauffolgenden Boostphasen, weil bis zu diesem Zeitpunkt die maximale Boostzeit in Runde 2 nur 7 s beträgt. Somit wird in dieser Runde der Boost Nr. 4 freigegeben, weil er diesmal über dem Filterwert von 0,1 liegt.

Wenn nicht auf einem Rundkurs gefahren wird oder die Runde neu initialisiert werden soll, kann die Beeinflussung des Boosts durch den Nutzindex mittels eines Schalters ausgeschaltet werden (vgl. dazu Abbildung 6.3). Abbildung 6.4 zeigt ein Beispiel für den

Tabelle 6.1: Beispiel für die Anpassung des Nutzindexes an geändertes Fahrverhalten mittels der Booststrategie

|                              | Boost 1 | Boost 2 | Boost 3 | Boost 4 | Boost 5 |
|------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Anforderungszeit Runde 1 [s] | 4       | 7       | 30      | 2       | 5       |
| Nutzindex Runde 1            | 0,13    | 0,23    | 1       | 0,07    | 0,17    |
| Anforderungszeit Runde 2 [s] | 4       | 7       | 2       | 2       | 5       |
| Nutzindex Runde 2            | 0,13    | 0,23    | 0,29    | 0,29    | 0,71    |

Boostverlauf auf einem Streckenabschnitt des Nürburgringes. Im unteren Diagramm ist der Verlauf des Wirkindex und des gelernten Nutzindex dargestellt. Die große Dominanz der Boostanforderung des letzten Beschleunigungsverlaufes am Ende des Streckenabschnitts ist deutlich zu erkennen. Das obere Diagramm zeigt den Geschwindigkeitsverlauf und die durchgeführten Boostphasen. In der letzten, ca. 40 s langen Beschleunigungsphase wurde der Boost zweimal freigegeben. Die erste Freigabe erfolgt aufgrund des hohen Nutzindex. Der Boost wurde jedoch nicht über die gesamte Beschleunigungsstrecke durchgeführt: Der Wirkindex verschlechterte sich und wurde negativ, weil die Fahrwiderstände die zusätzliche Leistung durch den Boost überstiegen. Dies geht auch aus Gleichung 4.26 auf Seite 79 hervor, wenn für  $\ddot{x}$  die Beschleunigung durch den Boost  $\ddot{x}_{Boost}$  bzw.  $\ddot{x}_{VKM}$  für den Verbrennungsmotor eingesetzt wird. Durch Vereinfachen erhält man:

$$\Psi_{Wirk} = \frac{P_{R_{Boost}} - F_{FW} \cdot v}{P_{R_{VKM}} + P_{R_{Boost}} - 2F_{FW} \cdot v} \quad (6.1)$$

mit:

$$F_{FW} = F_R + F_L + F_{St} \quad (6.2)$$

Erreicht das Fahrzeug dann die maximal mögliche Geschwindigkeit ohne Boost, wird der Wirkindex sehr groß; nur mittels boosten könnte eine noch höhere Geschwindigkeit erreicht werden.

Die folgenden Betrachtungen wurden unter Zuhilfenahme der vereinfachten Booststrategie vorgenommen, um den Boost für die unterschiedlichen Hybridkonzepte optimal auszulegen und auch ohne Streckenvorschau ein bestmögliches Rundenzeitergebnis zu erzielen.

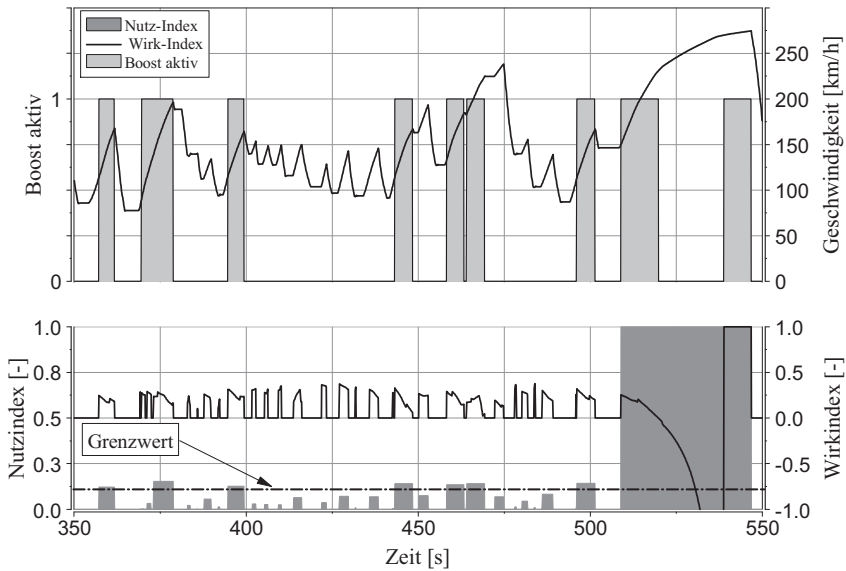


Abbildung 6.4: Beispiel für den Boostverlauf auf einem Streckenabschnitt des Nürburgringes unter Verwendung der vereinfachten Booststrategie

## 6.3 Vergleich der Antriebsstrangkonzeppte

In diesem Kapitel wird das Rundstreckenpotential des Hybridsportwagens und des konventionellen Antriebs untersucht. Als Vergleich diente die Rundenzeit, da sie in einem Rennen über Sieg oder Niederlage entscheidet. Als Strecke wurde die Nordschleife des Nürburgrings gewählt. Sie eignet sich dafür besonders gut, weil sie über ein breites Spektrum von Beschleunigungs- und Verzögerungspassagen verfügt und, verglichen mit anderen Rundkursen, relativ lang ist. Die Einflüsse von Fahrzeugparametern und der Betriebsstrategie lassen sich auf solchen Strecken deutlich erkennen.

### 6.3.1 Auswirkung der Schwerpunktage

Ein entscheidender Einflussfaktor auf die Rundenzeit ist der Schwerpunkt eines Fahrzeugs. Die Hauptkomponenten des Hybridantriebs sind E-Maschine, Leistungselektronik und Batterie. Der Einbauort für E-Maschine und Leistungselektronik ist durch das Hybridkonzept weitestgehend festgelegt, der für die Batterie ist jedoch sehr variabel. Weil sie ein hohes Gewicht besitzt, kann sich der Schwerpunkt je nach Position stark verändern. Aus



diesem Grund wurden in der Rundstreckenuntersuchung zwei mögliche Extremlagen der Batterie untersucht:

1. Positionierung im Hinterwagen oberhalb des Getriebes unter der Hutablage, um den Kofferraum des Fahrzeuges im Vorderwagen nicht verkleinern zu müssen.
2. Positionierung im Vorderwagen in der Nähe des Kofferraumes, um einer besseren Gewichtsverteilung Rechnung zu tragen.

Zusätzlich zu dem umgesetzten Prototyp mit elektrischer Vorderachse (Vorderachshybrid) wurde ein Konzept mit einer E-Maschine zwischen Motor und Getriebe, der sogenannte Standardhybrid, untersucht. Das in dieser Arbeit vorgeschlagene Konzept für einen Hybridsportwagen ist eine Kombination dieser beiden Antriebstopologien. Unter Einbeziehung der neben den Hybridkomponenten noch benötigten Bauteile wie z.B. Stromkabel, ergaben sich die in Tabelle 6.2 dargestellten Schwerpunktsverlagerungen relativ zum konventionellen Basisfahrzeug. Ein negatives Vorzeichen für die relative Verände-

Tabelle 6.2: Relative Schwerpunktsverlagerung des Vorderachs- und Standardhybrids gegenüber dem konventionellen Fahrzeug

| Antriebsstrang   | Batterielage | Massenzunahme | Schwerpunktverlagerung x-Richtung | Schwerpunktverlagerung z-Richtung |
|------------------|--------------|---------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| konventionell    | -            | 0 %           | 0 %                               | 0 %                               |
| Vorderachshybrid | Vorderwagen  | +11,3 %       | -5,7 %                            | -1,8 %                            |
|                  | Hinterwagen  | +11,3 %       | -3,5 %                            | -1,2 %                            |
| Standardhybrid   | Vorderwagen  | +8,8 %        | -2,8 %                            | -0,5 %                            |
|                  | Hinterwagen  | +8,8 %        | -0,5 %                            | +0,1 %                            |

rung der Schwerpunktlage in x-Richtung bedeutet eine Verlagerung des Schwerpunkts nach vorne, in z-Richtung wird der Schwerpunkt abgesenkt. Die Werte demonstrieren die deutliche Massenzunahme der Hybridkonzepte durch die zusätzlichen Hybridkomponenten, Verkabelungen und konstruktiven Verstärkungen. Aufgrund notwendiger zusätzlicher Verstärkungen des Vorderwagens ist die Massenzunahme beim Vorderachshybrid größer als beim Standardhybrid. Bei einer Batterieposition im Vorderwagen verlagert sich sein Schwerpunkt, der wegen der E-Maschine an der Vorderachse bereits weiter vorne liegt als beim konventionellen Fahrzeug, nochmals weiter nach vorne.

Der Schwerpunkt des Vorderachshybrids liegt aufgrund der Position der E-Maschine nicht nur tiefer als beim konventionellen Fahrzeug, sondern auch tiefer als beim Standardhybrid. Liegt die Batterie im Hinterwagen, müsste sie bei beiden Konzepten oberhalb des Getriebes eingebaut werden. Dies hebt den Schwerpunkt des Vorderachshybrids, im Vergleich zur Position im Vorderwagen, um 0,6 % an, während der Standardhybrid mit Batterie im Hinterwagen dadurch sogar einen um 0,1 % höheren Schwerpunkt als das konventionelle Fahrzeug bekommt.

Fahrdynamisch wird für die Rundstrecke ein eher mittellastiges Fahrzeug mit tiefem Schwerpunkt angestrebt. Eine Verlagerung des Schwerpunkts nach vorne kommt demnach dem dieser Arbeit zugrundeliegenden hecklastigen konventionellen Basisfahrzeug entgegen. Die vordere Batterieposition führte daher erwartungsgemäß zu besseren Rundenzeiten (vgl. Tabelle 6.3). Das Fahrzeug wird mittellastiger, sodass höhere Kurvengeschwindigkei-

Tabelle 6.3: Einfluss der Batterielage auf die relativen Rundenzeitergebnisse des Vorderachs- und Standardhybrids im Vergleich zum konventionellen Basisfahrzeug

| Topologie        | Batterielage | delta RZ [s] |
|------------------|--------------|--------------|
| konventionell    | –            | 0,00         |
| Vorderachshybrid | Vorderwagen  | +0,03        |
|                  | Hinterwagen  | +0,38        |
| Standardhybrid   | Vorderwagen  | -1,72        |
|                  | Hinterwagen  | -0,46        |

ten gefahren werden können. Eine größere Auswirkung der Gewichtsverteilung war beim Standardhybrid festzustellen. Die Positionierungsvarianten der Batterie führten zu einer Zeitdifferenz von 1,26 s Sekunden, während es beim Vorderachshybrid nur 0,35 s waren. Dies ist ebenfalls durch die Schwerpunktsverlagerung zu erklären, welche durch die Änderung der Batterielage von vorne nach hinten relativ gesehen für beide Hybridkonzepte nahezu identisch ist. Die Schwerpunkthöhen beider Batterielagen -des Vorderachshybrids sowie des Standardhybrids mit der Batterie im Vorderwagen- werden kleiner. Die Schwerpunkthöhe des Standardhybrids mit der Batterie unter der Hutablage wird hingegen größer und verschlechtert damit das Fahrverhalten auf der Rundstrecke.

Im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug gelang es, mit dem Standardhybridantriebsstrang trotz des Mehrgewichts die Rundenzeit des konventionellen Fahrzeugs zu unterbieten. Selbst mit der ungünstigen Batterielage im Hinterwagen war er auf dem Nürburgring 0,46 s schneller. Beim Vorderachshybrid konnte das höhere Mehrgewicht aufgrund der günstigeren Schwerpunktlage dieses Konzeptes nahezu kompensiert werden. Trotz der geringeren Boostverfügbarkeit war die relative Rundenzeit gegenüber dem konventionellen Basisfahrzeug nur 0,03 s länger.

### 6.3.2 Auswirkung des Fahrzeuggewichtes

Wie aus den Rundenzeiten in Tabelle 6.3 ersichtlich ist, hatte der Standardhybrid aufgrund seines geringeren Gewichtes gegenüber dem Vorderachshybrid einen deutlichen Vorteil von 1,72 s bei der relativen Rundenzeit. Um den Einfluss des Gewichts auf die Rundenzeit zu untersuchen, wurden Simulationen ohne Hybridzusatzgewicht jedoch mit identischer Sollgeschwindigkeitsvorgabe durchgeführt. Dabei wurde davon ausgegangen, dass mit weniger Gewicht die Geschwindigkeit in den Kurven für beide Hybridsysteme identisch ist. Der

Zeitverlust durch das Mehrgewicht trat daher auf gerader Strecke auf. Der Vorderachshybrid verlor pro Prozent relatives Mehrgewicht bei konstanter Maximalleistung 0,33 s. Allein durch die Massendifferenz zum Standardhybrid verlor er damit ca. 0,83 s Rundenzeit.

### 6.3.3 Auswirkung der Lastpunktverschiebung

Ein Vorteil des Standardhybrids im Vergleich zum Vorderachshybrid ist die Möglichkeit der Lastpunktverschiebung in der Kurve und während des Herausbeschleunigens. In Tabelle 6.4 sind die Batteriebelastung sowie die Energiemengen dargestellt, die in einer Runde während der jeweiligen Hybridmodi in der Batterie gespeichert (positives Vorzeichen) bzw. ihr entnommen wurden (negatives Vorzeichen). Die Batteriebelastung bezeichnet den Betrag der Energie, der in die Batterie ein- und ausgespeichert wurde und ist somit ein indirekter Indikator für die Lebensdauer (vgl. z. B. [Herb10]). Die Lastpunktverschiebung erhöhte die durchschnittlich abgegebene Leistung über den Zyklus bzw. die Runde signifikant. Die damit zusätzlich verfügbare Energie für den Boost war in etwa so hoch wie die Gesamtenergie der Rekuperation. Die Mehrenergie wurde für einen häufigeren Boosteinsatz aufgewendet (vgl. Abbildung 6.2). Der höhere Energiedurchsatz wirkte sich jedoch negativ auf die Lebensdauer der Batterie aus. Der höhere Boosteinsatz und die Lastpunktverschiebung ließen die Batteriebelastung des Standardhybrids auf das doppelte Maß des Vorderachshybrids steigen. Die bessere Rundenzeit wird demnach auf Kosten der Batteriebensdauer erzielt. Die Rekuperationsenergie war geringfügig größer, wenn die Batterie

Tabelle 6.4: Energiebilanz der verschiedenen Hybridfunktionen des Vorderachs- und Standardhybrids in Abhängigkeit von der Batterielage

| Topologie        | Batterielage | E-Rekup<br>[kJ] | E-LPV<br>[kJ] | E-Boost<br>[kJ] | Batt.-Bel.<br>[kJ] |
|------------------|--------------|-----------------|---------------|-----------------|--------------------|
| Vorderachshybrid | Vorderwagen  | 3313            | –             | -2632           | 6187               |
|                  | Hinterwagen  | 3170            | –             | -2813           | 6391               |
| Standardhybrid   | Vorderwagen  | 3073            | 3205          | -5323           | 11758              |
|                  | Hinterwagen  | 2934            | 3136          | -5524           | 12026              |

im Vorderwagen verbaut war. Dies trägt zum Erreichen höherer Endgeschwindigkeiten bei, da die Kurvenausgangsgeschwindigkeiten ebenfalls höher sind.

Beim Bremsen mit dem Vorderachshybridfahrzeug wurde mehr kinetische Energie rekuperiert. Dies ist auf die Wirkungsgrade der E-Maschinen zurückzuführen. Aufgrund der Schaltstrategie für das Doppelkupplungsgetriebe, die auf maximale Leistung optimiert worden war, befanden sich die Drehzahlen der E-Maschine des Standardhybrids durchgängig zwischen 5000 und 7000  $\text{min}^{-1}$ . Dies lässt die Wirkungsgrade sinken. Die E-Maschine des Vorderachshybrids wird hingegen nicht von der Schaltstrategie beeinflusst. Des Weiteren entstehen beim Standardhybrid zusätzliche Verluste im Doppelkupplungsgetriebe, da die Last des Getriebes bei der Rekuperation erhöht wird.

Ohne Lastpunktverschiebung erhöhte sich die Rundenzeit des Standardhybrids um bis zu 11,76 s (bei Batterielage im Hinterwagen) gegenüber den Rundenzeiten des Vorderachshybrids (vgl. Tabelle 6.5). Dafür fiel die Batteriebelastung des Standardhybrids mit Lastpunktverschiebung von 12026  $kJ$  unter das Maß des Vorderachshybrids, weil weniger Energie rekuperiert wurde (vgl. Tabelle 6.4). Infolgedessen war auch weniger Energie für den Boost vorhanden und die Batteriebelastung sank.

Tabelle 6.5: Vergleich der relativen Rundenzeitergebnisse des Vorderachshybrids mit Lastpunktverschiebung (LPV) mit dem konventionellen Basisfahrzeug und dem Standardhybrid ohne Lastpunktverschiebung.

| Topologie             | Batterielage | delta RZ [s] | Batteriebelastung [kJ] |
|-----------------------|--------------|--------------|------------------------|
| konventionell         | –            | 0,00         | –                      |
| Vorderachshybrid      | Vorderwagen  | +0,03        | 6187                   |
|                       | Hinterwagen  | +0,38        | 6391                   |
| Standardhybrid o. LPV | Vorderwagen  | +0,88        | 5368                   |
|                       | Hinterwagen  | +2,14        | 5592                   |

## 6.4 Rundenzeitbetrachtung des Zielfahrzeugkonzeptes

Das Zielfahrzeugkonzept ist ein Vorderachshybrid, der um einen Riemenstartergenerator (RSG) mit integrierter Leistungselektronik im Heck des Fahrzeugs ergänzt wurde. Er wurde an die Position des Starters montiert und über den Riemen des Verbrennungsmotors betrieben. Der RSG kann, bei ausreichend hoher Drehzahl eine Leistung von 10  $kW$  liefern. Weil er mit dieser Leistung keine Wasserkühlung sowie zusätzliche Leistungselektronik benötigte, war er nur geringfügig schwerer als ein Starter. Deshalb änderte sich der Schwerpunkt des Fahrzeuges nicht. Gegenüber dem Kurbelwellenstarter (KSG) führte diese Lösung auch nicht zu einer Antriebsstrangverlängerung. Der RSG lud mit Lastpunktverschiebung in Kurvenfahrten zusätzlich die Batterie. Aufgrund der Topologie des Vorderachshybrids konnte die so erzeugte Energie für mehr Boosteinsätze oder Allradfähigkeit in der Kurve genutzt werden. Für den hochdynamischen Betrieb des Fahrzeugs auf einer Rundstrecke ist es wichtig, dass es seine Fahreigenschaften durchgehend unverändert beibehält. Die Allradfähigkeit kann daher nur eingesetzt werden, wenn gewährleistet ist, dass in jeder Kurve ausreichend Energie für diese Funktion vorhanden ist.

In Tabelle 6.6 sind die Simulationsergebnisse des Vorderachshybrids mit dem Hochvoltgenerator dargestellt. Wurde die zusätzliche Energie für mehr Boosteinsätze genutzt, ergab dies mit vorderer Batterielage einen Rundenzeitgewinn von 0,4 s gegenüber dem Vorderachshybrid ohne RSG. Allerdings stieg gleichzeitig die Batteriebelastung um über 2000  $kJ$  an. Der Wirkungsgrad des Hochvoltgenerators ist in diesem Fall irrelevant. In der schnellsten Kurve des Nürburgrings war immer noch eine Restleistung der Verbrennungskraft-

Tabelle 6.6: Rundenzeitergebnisse des Vorderachshybrids mit einem 10 kW Hochvoltgenerator in Abhängigkeit von der Batterielage

| Batterielage | Einsatz HV-Gen-Energie | delta RZ [s] | Batterielastung [kJ] |
|--------------|------------------------|--------------|----------------------|
| Vorderwagen  | Allrad in Kurve        | +0,03        | 6201                 |
|              | mehr Boost             | -0,40        | 8593                 |
| Hinterwagen  | Allrad in Kurve        | +0,38        | 6385                 |
|              | mehr Boost             | +0,15        | 8821                 |

maschine von über 100 kW vorhanden, die ausreicht, um mit einem Wirkungsgrad von 60 – 80% die erforderliche elektrische Leistung von 10 kW zu erzeugen.

Die Allradfähigkeit beeinflusste die Rundenzeit des Vorderachshybrids nicht. Aufgrund einer untersteuernden Auslegung, d. h. die Haftungsgrenze wird an der Vorderachse früher erreicht, hat ein Allradfahrzeug in der Kurve bei hohem Reibwert gegenüber einem heckgetriebenen Fahrzeug keinen Vorteil. Sinkt jedoch die Leistungsfähigkeit der Hinterreifen mit zunehmender Renndistanz oder sinkt der Reibwert zwischen Reifen und Strecke aufgrund nasser Streckenverhältnisse, ist ein Vorteil des Allradfahrzeugs durchaus denkbar. Auf eine Betrachtung von Niedrigreibwerten oder Reifenverschleiß wurde in dieser Arbeit verzichtet. In Abbildung 6.5 sind die Rundenzeitergebnisse für die untersuchten Variationen des

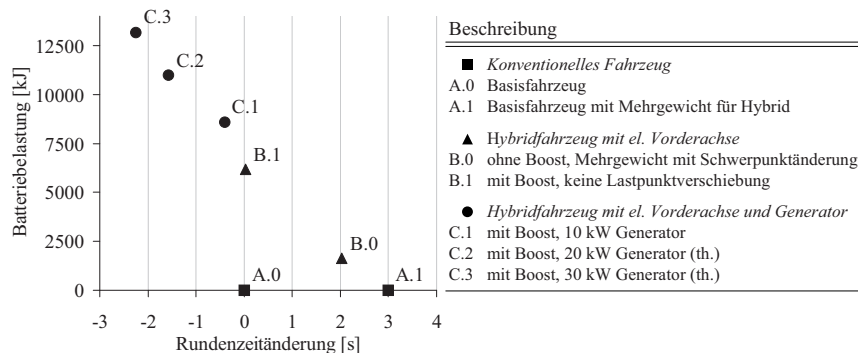


Abbildung 6.5: Übersicht über alle auf der Rundstrecke untersuchten Antriebsstränge

Zielfahrzeugkonzeptes dargestellt. Im Vergleich zum konventionellen Basisfahrzeug (vgl. Konfiguration A.0 in Abbildung 6.5) führte das Mehrgewicht des ungenutzten Hybridsystems zu einer Rundenzeitverschlechterung von ca. 2 s. Die Batterielastung bei der Konfiguration B.0 wurde durch die Rekuperation, die weiterhin aktiv war, hervorgerufen. Die Rundenzeit ist um ca. 1 s besser als die des konventionellen Basisfahrzeuges mit Zusatzgewicht. Dies ist auf die bessere Gewichtsverteilung des Vorderachshybridfahrzeuges zurückzuführen (vgl. A.1 und B.0 in Abbildung 6.5).

Durch die Nutzung des elektrischen Boost verbesserte sich die Rundenzeit auf das Niveau des Basisfahrzeuges. Das Fahrzeug konnte dabei jedoch nur die rekuperierte Energie für den Boost nutzen (vgl. B.1 in Abbildung 6.5). Gleichzeitig erhöht sich damit auch die Batteriebelastung. Mit dem 10-kW-Generator am Motor stand mehr Energie für den Boost zur Verfügung und die Rundenzeit verbesserte sich um  $0,4\text{ s}$  gegenüber dem Basisfahrzeug. Die Batteriebelastung stieg wegen des ebenfalls erhöhten Energiedurchsatzes weiter an. Die Verbesserung der Rundenzeit wurde somit durch die Erhöhung des Energiedurchsatzes generiert. Die 20- und 30-kW-Variante des Antriebsstranges wurde unter der Annahme simuliert, dass diese Leistungssteigerung keine weitere Gewichtserhöhung mit sich brachte. Das ist jedoch als theoretischer Fall zu betrachten, da bei den derzeit zur Verfügung stehenden Techniken die Leistung technisch sinnvoll nur über einen Kurbelwellenstartergenerator (KSG) integrierbar wäre. Dies führt bei der Bauraumsituation zu einer Antriebsstrangverlängerung mit dem entsprechenden Gewichtseinfluss.

## 6.5 Strategien mit nicht ausgeglichenem Ladezustand

In den vorhergehenden Kapiteln war die entscheidende Bedingung für die Auslegung der Booststrategie, dass der Ladezustand über eine Runde hinweg ausgeglichen sein sollte. Unter bestimmten Umständen kann es jedoch sinnvoll sein, den Ladezustand zu erhöhen oder zu verringern, um einen zusätzlichen Rundenzeitgewinn zu erhalten. Ein Beispiel dafür kann die finale Runde eines Rennens sein. Da keine weitere Runde folgt, kann die gesamte gespeicherte Energie für eine Runde mit einer geringeren Rundenzeit genutzt werden. Auf der anderen Seite können z. B. „Gelbphasen“ oder Phasen, in denen ein langsames Fahrzeug verfolgt wird, zum Aufbau des Ladezustands genutzt werden. In der Abbildung 6.6 sind die in der Simulation erreichbaren Rundenzeitunterschiede über den Ladezustandsunterschieden aufgetragen.

Soll zusätzlicher Ladezustand in der Batterie aufgebaut werden, kann dies durch den vollständigen Verzicht auf die Boostfunktionalität geschehen. Bei einem SOC-Aufbau von ca. 50 % pro Runde würde sich die Rundenzeit dadurch jedoch überproportional um ca.  $3,1\text{ s}$  verschlechtern. Dies ist nur dann sinnvoll, wenn in der aktuellen Runde, bedingt durch das Renngeschehen, kein Boost benötigt wird. Sinnvoller ist es, einen minimalen Boostanteil zuzulassen. Im Beispiel in Abbildung 6.6 wird im Schnitt etwa  $250\text{ m}$  Booststrecke freigegeben. Daraus resultiert ein Ladezustandsaufbau von ca. 15,6 % SOC pro Runde bei einer Rundenzeitverschlechterung von  $0,2\text{ s}$ . Dies entspricht einem Quotienten von 78 % SOC pro Sekunde Rundenzeitverschlechterung. Dies ist gegenüber dem Quotienten ohne Booststrategie (16 % SOC-Aufbau pro Sekunde Rundenzeitverschlechterung) ein sehr guter Wert.

Beim Ladezustandsabbau verbessert sich die Rundenzeit, da durchschnittlich mehr Energie zur Verfügung steht. Der Quotient für den Abbau von Ladezustand mit der Booststrategie beträgt 30 – 34 % pro Sekunde Rundenzeitverbesserung. Das bedeutet, dass bei 30 % Ladezustandsabbau eine Rundenzeitverbesserung von etwa  $1\text{ s}$  zu erwarten ist. Baut man

also innerhalb von zwei Runden einen „Überschuss“ an Ladezustand von 31,2 % mit einem Zeitrückstand von insgesamt 0,4 s auf, kann dieser „Überschuss“ in der dritten Runde in einen Rundenzeitvorteil von ca. 1 s umgewandelt werden. Damit besteht über drei Runden ein Zeitvorteil von 0,6 s gegenüber der Booststrategie mit ausgeglichenem Ladezustand. Dabei wurde allerdings davon ausgegangen, dass die drei Runden reproduzierbar hintereinander gefahren werden. Eine Abweichung kann sowohl zum Vorteil (zusätzlicher Ladezustandsaufbau, z. B. durch Gelbphase während der ersten oder zweiten Runde) oder zum Nachteil werden. Des Weiteren ist zu erwähnen, dass die genannten Quotienten rundstreckenabhängig sind und das reale Rennstreckengeschehen vernachlässigt wurde.

Die Abbildung 6.6 zeigt ebenfalls die erreichbaren Rundenzeitvorteile, die bei der Entladung der Batterie ohne eine Booststrategie entstehen. Die Batterie hat dabei zu Beginn der Runde ihren maximalen Ladezustand von 80 %. Der Boost wird immer freigegeben. Dies führt dazu, dass die Batterie schon bei etwa der Hälfte der Runden den minimalen Ladezustand von 30 % erreicht hat. Dieses Ladezustandslevel wird bis zum Ende der Runde beibehalten, da durch den Boost immer mehr Energie entladen wird als durch Lastpunktverschiebung eingespeichert werden kann. In dieser Phase steht der Boost nur noch sehr kurz und wenig effizient zur Verfügung. Der Rundenzeitgewinn fällt gegenüber einer Entladung mit Booststrategie um 0,5 s schlechter aus. Die zugehörigen SOC-Verläufe sind in Abbildung A.12 des Anhangs dargestellt.

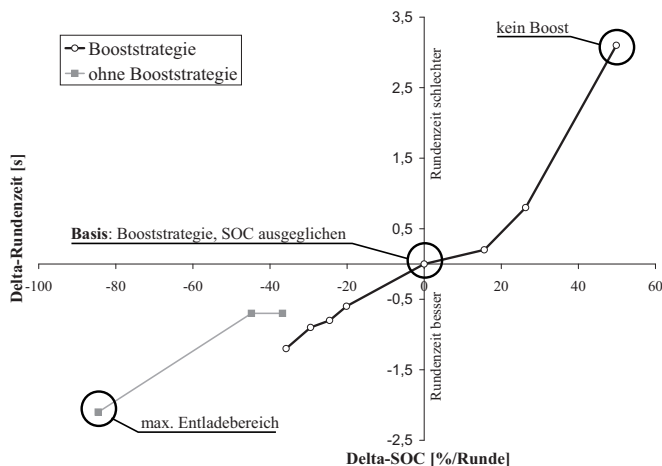


Abbildung 6.6: Einfluss des Ladezustandsunterschiedes auf die Rundenzeit

## 6.6 Optimierte Fahrleistungen des sportlichen Hybridfahrzeugkonzeptes

In den vorangegangenen Kapiteln wurde die Fahrleistung der Hybridfahrzeugkonzepte auf der Rundstrecke untersucht. Mit Hilfe der Einführung eines Wirk- und eines Nutzindexes für den elektrischen Boost konnte eine vereinfachte Booststrategie für das Hybridfahrzeugkonzept abgeleitet werden. Diese erlaubt einen Vergleich verschiedener Hybridkonzepte trotz ihrer unterschiedlichen Konfigurationen. Das Vorderachshybridkonzept bietet aufgrund der Positionierung der Komponenten und der sich daraus ergebenden Gewichtsverteilung Vorteile auf der Rundstrecke. Zudem kann es gewichtsneutral durch einen Riemenstartergenerator mit 10 kW Leistung ergänzt werden. Der Vorteil des Standardhybridantriebsstrang auf der Rundstrecke besteht darin, dass er in Teillastphasen mehr Lastpunktverschiebung betreiben kann.

Um die Rundenzeit zu minimieren, muss die mittlere durchschnittliche Leistung erhöht werden. Mit Hilfe der Lastpunktverschiebung und der Rekuperation gelang dies, da auch in Brems- und Teillastphasen Leistung „aufgespart“ werden kann, um sie später wieder zu nutzen. Mit dem Boost und der Booststrategie gelang es dadurch, den Rundenzeitnachteil durch das Mehrgewicht gegenüber dem konventionellen Fahrzeug zu kompensieren. Wie in Abbildung 6.5 zu erkennen ist, wurde die Rundenzeit durch die Erhöhung des Energiedurchsatzes weiter verbessert. Dies erhöht jedoch die Batteriebelastung.

Die Abbildung 6.7 zeigt die Entwicklung der Verbräuche der untersuchten Hybridkonzepte auf der Rundstrecke. Dieser Parameter kann insbesondere bei längeren Rennen relevant werden. Wenn durch erhöhten Verbrauch häufigere Boxenstopps notwendig würden, wäre der Rundenzeitvorteil schnell aufgezehrt. Es ist zu erkennen, dass das konventionelle Fahrzeug (Konfiguration A.0 in Abbildung 6.7) den geringsten Kraftstoffverbrauch hat. Zwar erreicht der Vorderachshybrid eine ähnliche Rundenzeit, doch führt sein Mehrgewicht auch zu einem Mehrverbrauch von ca. 7 %. Ein reines Rennfahrzeug sollte daher nur dann mit einem Hybridantriebsstrang ausgerüstet werden, wenn es ein Mindestgewicht haben muss. Wenn dieses Mindestgewicht nicht durch Auflastung, sondern durch das Mehrgewicht des Hybridantriebsstranges erreicht wird, könnte mit Hilfe des Boost bei gleicher Rundenzeit eine Verbrauchseinsparung realisiert werden. Dies ist an dem Verbrauchsunterschied zwischen den Konfigurationen B.0 und B.1 zu erkennen. Nutzt man nur die rekuperierte Energie für den Boost, folgt über die Verringerung der Rundenzeit auch eine Verringerung des Verbrauches. Das Fahrzeug ruft zwar immer noch die maximal verfügbare Leistung ab, doch hat es hierzu, über die Runde hinweg gesehen, weniger Zeit.

Die Möglichkeit der zusätzlichen Lastpunktverschiebung erhöhte den Verbrauch und verlängerte die Rundenzeit, da der mittlere Energiedurchsatz erhöht ist. Mit einer weiteren Steigerung der elektrischen Leistung verbesserte sich auch die Rundenzeit. Vergleichbare Effekte wären aber auch mit einer Leistungssteigerung des Verbrennungsmotors zu erwarten.



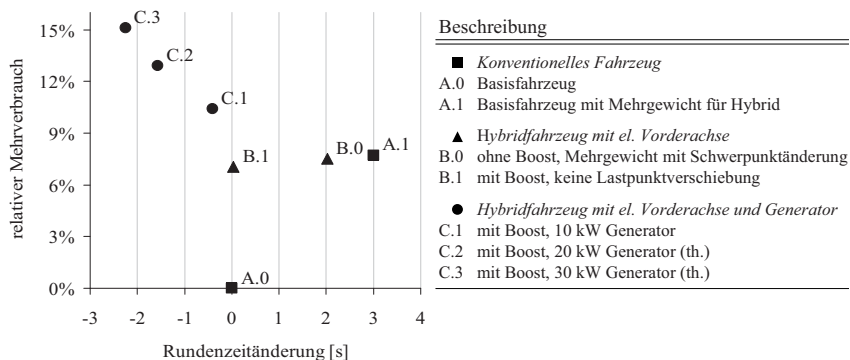


Abbildung 6.7: Verbrauchsänderung eines Vorderachshybrids mit E-Maschinen unterschiedlicher Leistungen während Fahrten mit und ohne Boost im Vergleich zum konventionellen Basisfahrzeugs

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass auf Grundlage der für diese Arbeit entwickelten und getesteten Hybridkonzepte die elektrische Vorderachse für den Antriebsstrang eines sportlichen Vollhybridfahrzeuges in Verbindung mit einem Generator an der Hinterachse zielführend war. Dann kann über die Booststrategie entschieden werden, ob die Lastpunktverschiebung zur Rundenzeitsteigerung genutzt wird, oder nicht.

## 7 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Konzept eines Antriebsstranges für einen zukünftigen Hybridsportwagen entwickelt. Ein solches Fahrzeug muss sowohl den Ansprüchen und Anforderungen an Hybridfahrzeuge als auch denen an Sportwagen genügen. Daher wurden beide Fahrzeugkonzepte untersucht und versucht, aus den teils gegensätzlichen Anforderungen eine Synthese für einen Hybridsportwagen abzuleiten. Das Hauptaugenmerk der Untersuchung lag dabei auf dem typischen Alleinstellungsmerkmal des jeweiligen Fahrzeugtyps: dem Energieverbrauch und der Fahrzeugperformance. Als Ausgangspunkt für die Entwicklung diente ein konventioneller Sportwagen.

Um eine bestmögliche Antriebsstrangtopologie sowie die zugehörigen intelligenten Steuerungs- und Booststrategien zu konzipieren, wurde zunächst ein Simulationsmodell entwickelt. Mit diesem wurden dann verschiedene Topologien (Parallelhybrid mit Zugkraftaddition, mit Momentenaddition, mit und ohne Riemenstarter- und Kurbelwellenstartergenerator und Kombinationen aus diesen) getestet und die Ergebnisse mit Messungen an einem parallel umgesetzten Prototyp abgeglichen. Die Ergebnisse wurden für die Entscheidung über die bestmögliche Antriebsstrangtopologie und die Entwicklung von sportwagenhybridspezifischen Betriebsstrategiefunktionen verwendet. In einem zweiten Teil der Arbeit wurde die Fahrzeugperformance verschiedener Topologien und Booststrategien durch die Rundstreckensimulation des Nürburgrings detailliert untersucht.

Die gemessenen Nutzungsprofile zeigten, dass auch von einem Sportwagen im Durchschnitt zu ca. 80 % der Fahrzeit nur geringe Antriebsleistungen von bis zu 50 kW gefordert werden. Den höchsten Einfluss auf den Energiebedarf hatten das Fahrzeuggewicht und der Rollwiderstand. Um unnötiges Zusatzgewicht zu vermeiden, muss das Hybridsystem daher so ausgelegt werden, dass es aus einer minimalen installierten Leistung den maximalen Nutzen generiert. Die Untersuchung der einzelnen Hybridbetriebszustände und deren Einfluss auf den Energiebedarf ergab, dass mit einer Leistung von 50 kW ein Hybridsystem realisiert werden kann, welches den Anforderungen an gesetzliche Testzyklen genügt, da mit dieser Leistung ein Großteil der rekuperierbaren Energie zurückgewonnen werden kann. Auch die gemessenen Nutzungsprofile zeigten, dass eine installierte elektrische Leistung von 50 kW für ein Fahrzeug dieser Klasse ausreichend ist. Eine elektrische Maschine mit dieser Leistung bringt darüber hinaus keine „Gewichtshypothesen“ ein, die entstehen würden, wenn eine Leistung oberhalb von 50 kW tendenziell weniger genutzt wird.

In den Vergleichen aller Antriebsstrangtopologien in den verschiedenen Hybridbetriebszuständen erwies sich der elektrische Achsantrieb der Vorderachse als das vorteilhafteste Konzept. Zum einen sind dafür nur wenig konstruktive Änderungen im sehr engen Hin-

terwagen des Basisfahrzeuges notwendig. Zum anderen können mit Hilfe der strategischen Achskoordination durch Abkoppeln der Hinterachse zusätzliche Einsparpotenziale erreicht werden.

Das Simulationsmodell wurde mit Messungen des in dieser Arbeit erstellten Prototypen abgeglichen. Im EU-Zyklus wurde im Vergleich zum konventionellen Basisfahrzeug ein Einsparpotenzial von 22,9 % nachgewiesen. In der Simulation wurde dieses Fahrzeugkonzept durch eine zusätzliche E-Maschine am Verbrennungsmotor erweitert. Dadurch wurden zusätzliche Einsparpotenziale erschlossen; sie lagen im EU-Zyklus zwischen 29,4 % (mit Riemenstartergenerator) und 30 % (Kurbelwellenstartergenerator). Die zentralen Faktoren, die diese Einsparung ermöglichten, waren eine optimierte Betriebsstrategie sowie die strategische Nutzung der einzelnen Achsen zum Vortrieb des Fahrzeuges. Durch die Abkopplung der jeweils nicht genutzten Achse werden Verlustenergien vermieden.

Des Weiteren wurde die Nutzung von sogenannten Assist-Strategien untersucht. Dabei unterstützte die E-Maschine den Verbrennungsmotorbetrieb z. B. bei Zylinderabschaltung und ermöglichte so einen erweiterten Abschaltbetrieb. In dem für den EU-Zyklus relevanten Bereich konnten jedoch keine zusätzlichen Verbrauchsvorteile gewonnen werden. Dies ist auf die bereits optimierte Betriebsstrategie zurückzuführen. Im Geschwindigkeitsbereich oberhalb des Prüfzyklus sind jedoch zusätzliche Verbrauchsvorteile vorhanden, die für den Realfahrzeugbetrieb genutzt werden können.

Für die Untersuchung der Fahrzeugperformance wurde zunächst eine Simulationsumgebung entworfen, welche die Bewertung von Hybridantriebssträngen und deren Betriebsstrategie auf einer Rundstrecke (z. B. der Nordschleife des Nürburgring) ermöglichte. Die Entwicklung einer vereinfachten Boost-Strategie ermöglichte es zudem, die Rundenzeit für die unterschiedlichen Fahrzeugkonzepte zu minimieren. Das Mehrgewicht durch die Hybridkomponenten konnte mit dem reinen Vorderachsantrieb kompensiert werden, sodass es keinen Rundenzeitnachteil gegenüber dem konventionellen Fahrzeug gab. Mit Hilfe der Lastpunktverschiebung durch den Riemenstartergenerator konnte die Rundenzeit sogar weiter verbessert werden. Dann ist jedoch mit einem weiteren Mehrverbrauch zu rechnen, weil die durchgesetzte Leistung auf der Rundstrecke erhöht wird. Für die Entwicklung der Boost-Strategie wurde zwischen Strategien mit ausgeglichenem Ladezustand pro Runde und mit nicht ausgeglichenem Ladezustand unterschieden. Durch die geschickte Kombination beider Strategien über mehrere Runden hinweg, könnten zusätzliche Rundenzeitvorteile erwirtschaftet werden.

Es wurde gezeigt, dass die teils gegensätzlichen Anforderungen an ein sportliches Hybridfahrzeug durch die gezielte Auslegung der Hybridkomponenten in Kombination mit einer sportwasserspezifisch optimierten Betriebsstrategie erfüllt werden können.

## 8 Literaturverzeichnis

- [Andre04] **Andre M**, Real-world driving cycles for measuring cars pollutant emissions - Part A: The ARTEMIS European driving cycles Institut National de Recherche sur les Transports et leur securite (INRETS)2004.
- [Aphale06] **Aphale C, Cho J, Schultz W, Ceccio S, Yoshioka T, Hiraki H**, Modeling and Parametric Study of Torque in Open Clutch Plates Journal of Tribology 1282006, 422-430 .
- [Back05] **Back M** (2005): Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Schriften des Institut für Regelungs- und Steuersysteme Band 02.
- [Bailey04] **Bailey R** (2004): DTI GLOBAL WATCH MISSION, Electrochemical energy storage - a mission to the USA, Technischer Bericht, Department of Trade and Industry.
- [Bücherl07] **Bücherl D, Herzog H, Engstle A** (2007): Einsparpotenzial des Kraftstoffverbrauches eines Oberklassehybridfahrzeugs durch effizientes Energiemanagement im hybriden Antriebsstrang, Internationaler ETG-Kongress, Karlsruhe.
- [Böhle10] **Böhle J, Stiebels B** (2010): Der neue Touareg Hybrid, Automobil-technische Zeitschrift (ATZ) 2010-02 (142010).
- [Bäker08] **Bäker B, Kutter S, Cassebaum O** (2008): Ansätze zur Nutzung von Prädiktionsdaten für vorausschauende Betriebsstrategien von hybriden Antriebssträngen, Technischer Bericht, Technische Universität Dresden, Impulsreferat.
- [BMVBS12] **BMVBS** (2012), Verkehr in Zahlen 2011/2012, Bundesministerium für Verkehr, Bau- und Stadtentwicklung (Hrsg.).
- [Buchholz10] **Buchholz K**, Peugeot's 2011 diesel hybrid pioneers GKN electric drive, clutch technology SAE (26.8.2010) - <http://www.sae.org/mags/aei/85862010>.
- [Daimler05] **Daimler** (2005), Abgas-Emissionen, PKW und leichte Nutzfahrzeuge.

- [DIN95]           **DIN** (1995), DIN 1319-1 Grundlagen der Messtechnik - Teil 1: Grundbegriffe.
- [Dümeland83]   **Dümeland M** (1983): Weiterentwicklung störungsbehafteter Produkte nach konstruktionsmethodischen Kriterien, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum.
- [Dubarry]       **Dubarry M, Liaw B**, Identify capacity fading mechanism in a commercial *LiFePO<sub>4</sub>* cell., Journal of Power Sources, Vol. 194, 541-549 .
- [Dudenhöffer04] **Dudenhöffer F** (2004): Die Langfrist-Entwicklung des Automobilmarkts in Deutschland.
- [Eilts07]       **Eilts P** (2007): Vorlesung Verbrennungskraftmaschinen 1 (Grundlagen), Vorlesungsskript, iVB Braunschweig.
- [Espig06]       **Espig M, Johannaber M, Wohlecker R** (2006): Simulation der Verbrauchsverbesserung durch Gewichtsreduzierung in Pkw, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ).
- [Fleckner09]   **Fleckner M** (2009): Strategien zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs für ein Vollhybridfahrzeug, Dissertation, RWTH Aachen.
- [Fleckner10]   **Fleckner M, Rüger S** (2010), METHOD FOR OPERATING A DRIVE TRAIN, Patent Nr. 20100087978.
- [Frei05]       **Frei B** (2005): Regelung eines elektromechanischen Getriebes für Hybridfahrzeuge, Dissertation, TU Chemnitz.
- [FVA09]       **FVA** (2009): Sachstandsbericht 575 - Untersuchung der Einflüsse auf das Schleppmoment von Synchronisierungen im nichtgeschalteten Zustand, Technischer Bericht, Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), Frankfurt am Main.
- [Ganesan07]   **Ganesan V**, Internal Combustion Engines New Delhi: Tata McGraw-Hill Pub.2007, ISBN 007462122X.
- [Göhring97]    **Göhring M** (1997): Betriebsstrategien für serielle Hybridantriebe, Dissertation, Institut für Kraftfahrwesen, Technische Hochschule Aachen.
- [Gscheidle04]   **Gscheidle R**, Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik Verlag Europa-Lehrmittel2004, ISBN 3808522399.
- [Gurkaynak09] **Gurkaynak Y**, State of the art power management algorithms for hybrid electric vehicles Electr. Power & Power Electron. Center, Illinois Inst. of Technol., Chicago, IL, USA2009.
- [Harms05]      **Harms H** (2005): Vorlesung Antriebstechnik (Leistungsübertragung), Vorlesungsskript, institut für Landmaschinen- und Fluidtechnik, TU

Braunschweig.

- [Hartig81] **Hartig F, Hockel K, Friedmann S** (1981): Die BMW-Zylinderabschaltung. In: Automobiltechnische Zeitschrift, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), 83 Jahrg.Nr 2, S 69-73.
- [Hennings08] **Hennings S** (2008), Optimierung der Betriebsstrategie eines Hybridfahrzeugs, Technische Universität Braunschweig, Diplomarbeit, nicht veröffentlicht.
- [Herb10] **Herb F** (2010): Alterungsmechanismen in Lithium-Ionen-Batterien und PEM-Brennstoffzellen und deren Einfluss auf die Eigenschaften von daraus bestehenden Hybrid-Systemen, Dissertation, Universität Ulm.
- [Hiereth03] **Hiereth H, Prenninger P**, Aufladung der Verbrennungskraftmaschine Wien, New York: Springer2003, ISBN 3211837477.
- [Hofemeier09] **Hofemeier F** (2009), Erweiterung der Betriebsstrategie eines Hybridfahrzeugs, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, nicht veröffentlicht.
- [Hommel06] **Hommel M** (2006): Parallelisierte Simulationsprozesse für virtuelles Prototyping in der Automobilindustrie, Dissertation, Technische Universität Braunschweig.
- [Jossen06] **Jossen A**, Moderne Akkumulatoren richtig einsetzen, 2. Auflage Expert-Verlag2006, ISBN 3939359114.
- [Kato93] **Kato Y, Murasugi H, Hirano H, Shibayama T**, Fuel Economy Improvement through Tribological Analysis of the Wet Clutches and Brakes of an Automatic Transmission JSAE 93054361993.
- [Kelly01] **Kelly KJ**, Benchmarking of OEM Hybrid Electric Vehicles at NREL National Renewable Energy Laboratory2001.
- [Küçükay07a] **Küçükay F** (2007): Folien zur Vorlesung Alternativ- und Hybridantriebe, Vorlesungsskript, institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig.
- [Küçükay07b] **Küçükay F** (2007): Folien zur Vorlesung Fahrzeugkonstruktion 1, Vorlesungsskript, institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig.
- [Klink07] **Klink G, Tischendorf J, Krubasik S** (2007): Powertrain of the future, Technischer Bericht, A.T. Kearney GmbH.
- [Knauff07] **Knauff M, McLaughlin J, Dafis C, Niebur D, Singh P, Kwatny H, Nwankpa C** (2007): Simulink Model of a Lithium-Ion Battery for the Hybrid Power System Testbed, Proceedings of the ASNE Intelligent Ships Symposium.

- [Koot06] **Koot M, Kessels J, de Jager B, Heemels W, van den Bosch P, Steinbuch M**, Energy management strategies for vehicular electric power systems Technische Universiteit Eindhoven.2006.
- [Kopera04] **Kopera JC**, Inside the Nickel Metal Hydride Battery, 2004.
- [Kraft06] **Kraft D, Mann K, Keller S, Richter B, Sterzing S, Jessen H** (2006): Hybride Antriebsstränge: Betrachtung des Gesamtsystems, Aachener Kolloquium „Fahrzeug und Motorentechnik“ Aachen, Germany.
- [Küsell06] **Küsell M, Kraft D** (2006): Hybride Antriebsstränge in der Simulation, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) Jahrgang 108 (09/2006):704–710.
- [Liu08] **Liu X, Wu Y, Duan J**, Power split control strategy for a series Hybrid Electric Vehicle using fuzzy logic Automation and Logistics. ICAL 2008. IEEE International2008, 481–486.
- [Mirsalim09] **Mirsalim M, Bathaee M, Chini R** (2009): Fuzzy controller design for parallel hybrid vehicle analysis using forward simulation, Vehicle Power and Propulsion Conference, 2009 VPPC '09 IEEE.
- [Mohebbi] **Mohebbi M, Charkhgard M, Farrokhi M**: Optimal Neuro-Fuzzy Control of Parallel Hybrid Electric Vehicles, Vehicle Power and Propulsion, 2005 IEEE Conference.
- [Nations05] **Nations U** (2005): ECE-Richtlinie 101, UN Economic Commission for Europe Transport Division.
- [Neudorfer06] **Neudorfer H, Wicker N, Binder A** (2006): Rechnerische Untersuchung von zwei Energiemanagements für Hybridfahrzeuge, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ).
- [Oerleke00] **Oerleke C**, Lamellenkupplungen, Leerlaufverhalten von ölgekühlten Lamellenkupplungen Abschlussbericht FVA Forschungsvorhaben Nr. 2902000.
- [Olszewski06] **Olszewski M** (2006): Evaluation of 2005 Honda Accord Hybrid electric drive system, Technischer Bericht, Oak Ridge National Laboratory.
- [Panasonic05] **Panasonic** (2005), Nickel Metall Hydride Handbook.
- [Pointer04] **Pointer W**, Umbruch in der Automobilindustrie? Von den Grenzen des Outsourcing. Europäischer Verlag der Wissenschaften, Frankfurt am Main2004.
- [Rajput11] **Rajput RK**, Thermal engineering New Delhi Laxmi2011, ISBN 8131808041.

- [Rao11] **Rao G** (2011): Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen, Dissertation, Technische Universität Dresden.
- [Schoutena03] **Schoutena NJ, Salmanb M, Kheir N**, Energy management strategies for parallel hybrid vehicles using fuzzy logic Department of Electrical and Systems Engineering, Oakland University2003.
- [Schulz10] **Schulz F** (2010), Simulative Untersuchung innovativer Getriebekonzepte für ein Hybridfahrzeug, Universität Magdeburg, Diplomarbeit, nicht veröffentlicht.
- [Schweighofer02] **Schweighofer B, Raab K, Brasseur G** (2002): Modelling of High Power Automotive Batteries by Use of an Automated Test System, IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference.
- [Sciaretta04] **Sciaretta A, Guzzella L, Back M** (2004): A Real-time optimal control strategy for hybrid vehicles with on-board estimation of the control parameters, In Proc of First IFAC Symposium on Advances in Automotive Control in Salerno.
- [Seiffert08] **Seiffert U, Rainer G**, Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im Kfz Wiesbaden: Vieweg+Teubner2008, ISBN 3834803456.
- [Steinmaurer07] **Steinmaurer G** (2007): Optimale Steuerung von Leistungsquellen mit Zwischenspeicher, Dissertation, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 8 Nr. 1130, Düsseldorf.
- [Tate98] **Tate E, Boyd SP** (1998): Finding Ultimate Limits of Performance for Hybrid Electric Vehicles, Society of Automotive Engineers.
- [Tiller03] **Tiller M, Linzen D** (2003): A Comparison of Different Methods for Battery and Super capacitor Modelling, SAE 2003-01-2290.
- [Trzesniowski08] **Trzesniowski M**, Rennwagenteknik - Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme Vieweg+Teubner, 1. Auflage2008, ISBN 3834817791.
- [Urlaub94] **Urlaub A**, Verbrennungsmotoren Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion. 2. Auflage Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag1994, ISBN 3540183183.
- [vanBaalen06] **van Baalen J** (2006), Optimal Energy Management Strategy for the Honda Civic IMA.
- [Voß06a] **Voß B, Mehler O, Lintz S** (2006): Serienentwicklung von Hybridfahrzeugen, Teil 1: Entwicklungsprozess, Gesamtfahrzeug und konventionelle Antriebskomponenten, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ).



- [Voß06b] **Voß B, Mehler O, Lintz S** (2006): Serienentwicklung von Hybridfahrzeugen, Teil 2: Elektrokomponenten, Nebenaggregate, Bremssystem, Steuerung/Regelung, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ).
- [Vyas97] **Vyas A, Ng H, Santini D, Anderson J** (1997): Electric and Hybrid Electric Vehicles: A Technology Assessment Based on a Two-Stage Delphi Study, Technischer Bericht, Center for Transportation Research, Energy Systems Division, Argonne National Laboratory.
- [Wenzl99] **Wenzl H**, Batterietechnik / Optimierung der Anwendung - Betriebsführung - Systemintegration Expert-Verlag1999, ISBN 3816916910.
- [Wilde08] **Wilde A, Schneider J, Herzog H** (2008): Fahrstilabhängige und fahrsituationsabhängige Ladestrategie bei Hybridfahrzeugen, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Vol 110, S 412-421, GWV Fachverlage, Wiesbaden.
- [Willans93] **Willans PW** (1893): Steam Engine Trials. (Including Appendixes and plates at back of Volume), Minutes of The Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Volume 114, S 2-54, 114.
- [Yuan07] **Yuan Y, Liu E, Hill J, Zou Q**, Fuel Economy Improvement through Tribological Analysis of the Wet Clutches and Brakes of an Automatic Transmission Journal of Fluids Engineering, Vol. 129. S. 333-337. ASME.2007.

# A Anhang

## A.1 Herleitung der Empfindlichkeitsfaktoren

Mit Hilfe von partiellen Ableitungen einer Zielfunktion wird untersucht wie empfindlich die Zielfunktion auf die Veränderung eines Parameters reagiert. Im Allgemeinen ist eine partielle Ableitung definiert durch:

$$\frac{\partial f}{\partial x_k} = f_{x_k}. \quad (\text{A.1})$$

Die Zusammenfassung aller partiellen Ableitungen einer Funktion  $f$  in einem Vektor ist der Gradient der Zielfunktion:

$$\nabla f = \frac{\partial f}{\partial x} = \begin{bmatrix} \partial f / \partial x_1 \\ \partial f / \partial x_2 \\ \vdots \\ \partial f / \partial x_n \end{bmatrix}. \quad (\text{A.2})$$

Um die Empfindlichkeit der Zielfunktion in Bezug auf die enthaltenen Parameter zu bewerten, müssen sie eine gleiche physikalische Dimension bzw. Skalierung besitzen. Dies wird durch die Einführung des dimensionslosen Empfindlichkeitsmaßes

$$\epsilon_k = \frac{\partial f}{\partial x_k} \frac{x_k}{f} \quad (\text{A.3})$$

erreicht. Im Folgenden werden nach diesem Schema die Empfindlichkeitsmaße für den Fahrwiderstand bzw. den Verbrauch eines Fahrzeuges berechnet. Der streckenspezifische Energieverbrauch  $V$  ist definiert durch die geleistete Arbeit für den Antrieb des Fahrzeuges bezogen auf die zurückgelegte Strecke:

$$V = \frac{W_{\text{Antrieb}}}{L}. \quad (\text{A.4})$$

Die für Antrieb und Bremsung des Fahrzeuges geleistete Arbeit ist definiert durch:

$$W_{\text{Antrieb}} = \int_{t_2}^{t_1} P_{\text{Antrieb}} dt = \int_{x_2}^{x_1} F_{\text{Antrieb}} dx \quad (\text{A.5})$$

$$W_{\text{Brems}} = \int_{t_2}^{t_1} P_{\text{Brems}} dt = \int_{x_2}^{x_1} F_{\text{Brems}} dx. \quad (\text{A.6})$$

Dabei beschreibt  $[x_1, x_2]$  das Wegintervall und  $[t_1, t_2]$  das Zeitintervall, in dem das Fahrzeug angetrieben oder abgebremst wird. Die Fahrprofile bestehen aus einem Wechsel zwischen Abtreiben und Abbremsen des Fahrzeuges. Bei gesetzlichen oder genormten Fahrprofilen ist die Aufteilung des Profils in antreibende und bremsende Phasen über die Betrachtung der Fahrzeugbeschleunigung möglich. Bei positiver Beschleunigung liegt eine antreibende Phase und bei negativer Beschleunigung eine bremsende Phase vor. Diese Aufteilung wird bei der Betrachtung von Realfahrzyklen komplexer. Bei einer Bergabfahrt kann das Fahrzeug beschleunigen, obwohl der Fahrer bremst. Für die Berechnung der Empfindlichkeitsfaktoren für die einzelnen Fahrprofile wird zur Unterscheidung von Brems- und Antriebsphase der Parameter  $\lambda$  eingeführt. Sobald er den Wert  $\lambda = 1$  annimmt, liegt eine Antriebsphase vor,  $\lambda = 0$  kennzeichnet eine Bremsphase. Die Entscheidung, welche Phase vorliegt, wird mit Hilfe der tatsächlichen Beschleunigung durch das Geschwindigkeitsprofil und der Beschleunigung durch die Fahrbahnsteigung getroffen. Damit ergibt sich für die Antriebs- bzw. Bremsleistung

$$P_{Antrieb}(t) = \lambda(t)P(t) \quad (\text{A.7})$$

$$P_{Brems}(t) = (\lambda(t) - 1)P(t) \quad (\text{A.8})$$

und für die Antriebskraft während einer Phase:

$$F_{Antrieb}(x) = \lambda(x)F(x) \quad (\text{A.9})$$

$$F_{Brems}(x) = (\lambda(x) - 1)F(x). \quad (\text{A.10})$$

Für die zurückgelegte Strecke während einer Phase gilt

$$L(t_1, t_2) = \int_{t_1}^{t_2} v(t)dt = x_2 - x_1. \quad (\text{A.11})$$

Der streckenspezifische Energieverbrauch ergibt sich damit aus der über die Fahrstrecke gemittelten Antriebskraft:

$$V = F_{Antrieb} = \frac{1}{x_2 - x_1} \int_{x_1}^{x_2} \lambda F dx. \quad (\text{A.12})$$

Die Antriebskraft  $F_{Antrieb}$  setzt sich aus den Einzelkräften  $F_r$  für den Rollwiderstand,  $F_l$  für den Luftwiderstand,  $F_{st}$  für den Steigungswiderstand und  $F_b$  für den Beschleunigungswiderstand zusammen. Die Einzelanteile definiert durch:

$$\lambda \bar{F}_r = \frac{c_r mg}{L} \int_{x_1}^{x_2} \lambda \cos(\alpha) dx \quad (\text{A.13})$$

$$\lambda \bar{F}_l = \frac{c_w A \rho_l}{2L} \int_{x_1}^{x_2} \lambda v^2 dx \quad (\text{A.14})$$

$$\lambda \bar{F}_{st} = \frac{1}{L} \int_{x_1}^{x_2} \lambda mg \sin(\alpha) dx \quad (\text{A.15})$$

$$\lambda \bar{F}_b = \frac{1}{L} \int_{x_1}^{x_2} \lambda m \dot{v} dx. \quad (\text{A.16})$$

Mit der Aufteilung nach Brems- und Antriebsphasen und den Ersatzgrößen

$$K_r \approx \frac{g}{L} \int_{x_1}^{x_2} \lambda dx, \quad (\text{A.17})$$

$$K_l = \frac{\rho_l}{2L} \int_{x_1}^{x_2} \lambda v^2 dx, \quad (\text{A.18})$$

$$K_{st} = \frac{g}{L} (h_2 - h_1), \quad (\text{A.19})$$

$$K_b = \frac{1}{2L} \sum_k [v^2(t_2) - v^2(t_1)] \quad (\text{A.20})$$

kann der Verbrauch als inneres Produkt eines fahrzeugspezifischen und eines fahrprofilspezifischen Vektors dargestellt werden:

$$V = M_{Fzg}^T M_{Prof} = \begin{bmatrix} m \\ c_w A \\ m c_r \\ m \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_r \\ K_l \\ K_{st} \\ K_b \end{bmatrix}. \quad (\text{A.21})$$

In Abhängigkeit von der Masse, der Aerodynamik und des Rollwiderstands kann nun die Empfindlichkeitsanalyse stattfinden. Es ergibt sich:

$$\frac{\partial V}{\partial m} = c_r K_r + K_{st} + K_b, \quad (\text{A.22})$$

$$\frac{\partial V}{\partial (c_w A)} = K_l, \quad (\text{A.23})$$

$$\frac{\partial V}{\partial c_r} = m K_r. \quad (\text{A.24})$$

Die in Abbildung 4.1 dargestellten Empfindlichkeitswerte für die einzelnen Fahrprofile berechnen sich damit wie folgt:

$$\epsilon_m = \frac{m(c_r K_r + K_{st} + K_b)}{V} \quad (\text{A.25})$$

$$\epsilon_{c_w A} = \frac{c_w A K_l}{V} \quad (\text{A.26})$$

$$\epsilon_{c_r} = \frac{c_r m K_r}{V}. \quad (\text{A.27})$$

## A.2 Informationen und Daten zur Modellierung der Komponenten

### Ergänzung zur Ableitung des Batteriemodells

Das Verhalten des elektrischen Kreises in Abbildung 3.7 (Seite 28) kann mit den folgenden Gleichungen beschrieben werden:

$$U_B - U_0 - I_B \cdot R_i - U_D - U_K = 0, \quad (\text{A.28})$$

$$\tau_D \cdot \dot{U}_D + U_D - I_B \cdot R_D = 0, \quad (\text{A.29})$$

$$\tau_K \cdot \dot{U}_K + U_K - I_B \cdot R_K = 0. \quad (\text{A.30})$$

Die Lösung des Differentialgleichungssystems führt zu:

$$u(t) = U_i + \hat{U}_D \cdot (1 - e^{-\frac{t}{\tau_D}}) + \hat{U}_K \cdot (1 - e^{-\frac{t}{\tau_K}}). \quad (\text{A.31})$$

Die Einzelspannungen  $U_i$ ,  $U_D$ ,  $U_K$  sowie die Zeitkonstanten  $\tau_D$  und  $\tau_K$  werden mit Belastungssprüngen der Batterie bestimmt. Abbildung (A.1) zeigt schematisch die Bestimmung der Konstanten bei einem Spannungssprung aufgrund eines Belastungssprunges.

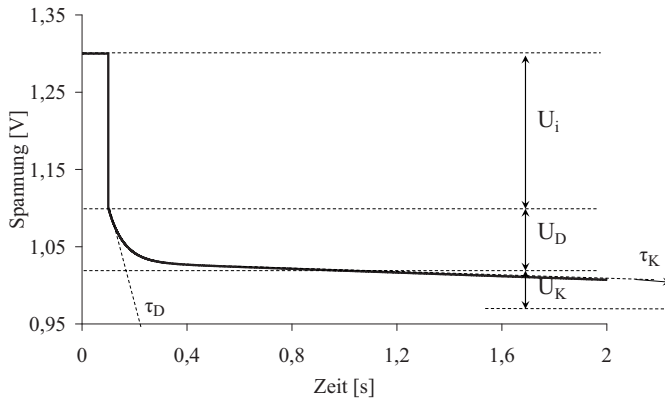


Abbildung A.1: Schematische Darstellung eines modellierten Spannungssprunges

$U_i$  repräsentiert den Spannungssprung aufgrund des ohmschen Widerstandes der Batterie. Er erfolgt sofort und ohne Zeitverzug. Ursächlich dafür sind laut [Wenzl99] vor allem:

- Zellverbinder
- Pole und Polbrücken

- Elektrodengitter (Ableiter)
- aktive Materialien
- Elektrolyt (bzw. Leitfähigkeit des Elektrolyten).

Der Spannungsabfall  $U_D$  wird durch Ladungsträger mit unterschiedlicher Polarisation im Grenzbereich von Elektrolyt und Elektrode hervorgerufen. Durch sie wird eine Doppelschichtkapazität gebildet (vgl. z.B. [Jossen06]). Die Doppelschichtkapazität geladener Teilchen an der Grenzfläche zwischen Elektrolyt und Elektroden und ihre Reaktionsrate hängt neben der angelegten Spannung von Bauteilparametern wie z.B. der Struktur und Oberfläche der Elektroden, dem Ladezustand, der Elektrolytzusammensetzung und der Temperatur ab [Wenzl99]. Der Spannungsabfall  $U_K$  wird durch die Diffusionseffekte innerhalb der Batterie hervorgerufen.

Die relevanten Größen werden bei verschiedenen Belastungssprüngen und Batterieladezuständen aufgetragen. Wie auch in [Knauff07] durchgeführt, wird jedoch keine Abhängigkeit der Parameter über den Ladezustand (SOC) im Modell abgebildet. Des Weiteren wird eine Temperatur- und Alterungsabhängigkeit der Größen nicht berücksichtigt, da für die Messungen nur neue Batterien verwendet wurden und die Fahrzeugtests unter konditionierten Umgebungsbedingungen durchgeführt wurden.

Nachdem die relevanten Größen ausgelesen sind, können über die Gleichungen

$$R_i = \frac{U_R}{I}, \quad (\text{A.32})$$

$$R_D = \frac{\hat{U}_D}{I}, \quad (\text{A.33})$$

$$R_K = \frac{\hat{U}_K}{I}, \quad (\text{A.34})$$

$$C_D = \frac{\tau_D}{R_D}, \quad (\text{A.35})$$

$$C_K = \frac{\tau_K}{R_K} \quad (\text{A.36})$$

die Kapazitäten und Widerstände für die Erstbedatung des Modells berechnet werden.

Ein Nachteil dieser Methodik ist, dass es keine definierten Startpunkte für die Bestimmung der Zeitkonstanten  $\tau_D$  und  $\tau_K$  gibt. Dies führt dazu, dass das Modell die Batterie nicht optimal nachbildet.

Um das Modellverhalten zu optimieren, wird der Parametersatz mit Hilfe eines Optimierungsalgorithmus in Matlab auf die bestehenden Messungen angepasst. Dabei wurde darauf geachtet, dass die Einzelparameter nur in bestimmten Grenzen durch den Optimierungsalgorithmus verändert werden durften, um zu vermeiden, dass der gemessene Verlauf nur mathematisch nachgebildet wird. Die Einzelparameter repräsentieren weiterhin die physikalischen und chemischen Vorgänge in der Batterie in vereinfachter Form. Die Ergebnisse des Abgleichs beider Batterien sind in Abbildung 3.8 dargestellt. Tabelle A.1 fasst die technischen Daten der verwendeten Batterie zusammen.

Tabelle A.1: Technische Daten und Modellparameter der Batterie

| Größe                   | Einheit | LiIon-Batterie |
|-------------------------|---------|----------------|
| Zellchemie              | -       | LiIon          |
| Anzahl Zellen           | -       | 66             |
| Zellen parallel         | -       | 1              |
| Zellen reihe            | -       | 66             |
| Kapazität (25 ° C)      | Ah      | 5.2            |
| Energiegehalt (Max)     | kJ      | 4536           |
| Energiegehalt (Nutzbar) | kJ      | 1814           |
| Max. SOC                | %       | 70             |
| Min. SOC                | %       | 30             |
| Nennspannung            | V       | 244            |
| Maximalspannung         | V       | 284            |
| Minimalspannung         | V       | 132            |

### Erläuterungen zu Einzelverlusten des Getriebemodells

Die Abbildung A.2 zeigt die Einzelverluste in einem Doppelkupplungsgetriebe. Für jeden Teilverlust wurde ein Teilmodell erstellt.

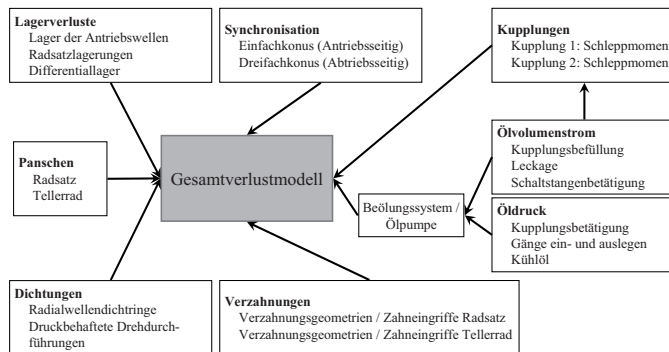


Abbildung A.2: Modell für die Verlustanteile im Doppelkupplungsgetriebe

### Verzahnungsverluste

Die Verzahnungsverluste wurden mit dem FVA-Simulationstool WTPlus für jeden Zahneingriff berechnet. WTplus führt die Berechnung jedoch immer nur für einen Betriebspunkt durch. Daher wurden hier Last- und Drehzahlvariationen für jeden Zahneingriff durch-

geführt und entsprechende Kennfelder erstellt. Die Kennfelder wurden in das Gesamtsimulationsmodell integriert.

### Dichtungsverluste

Zu den Dichtungen im Getriebe wurden die Radialwellendichtringe sowie sonstige druckbeaufschlagte Drehdurchführungen gezählt. Die Abbildung A.3 zeigt einen Ausschnitt aus dem Doppelkupplungsgetriebe an der Trennwand vom Kupplungsraum zum Radsatzraum. Es sind beide Dichtungsarten zu erkennen.

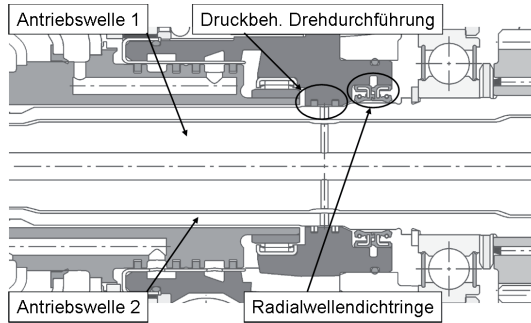


Abbildung A.3: Radialwellendichtringe und Drehdurchführungen in einem Doppelkupplungsgetriebe

Die Dichtungsverluste sind lastunabhängig; sie hängen von der Drehzahl der abzudichtenden Welle, der Rundlaufgenauigkeit, der radialen Vorspannkraft der Dichtlippe, der Oberflächengüte der Gegenlauffläche und der Viskosität des Getriebschmierstoffs ab.

Die vereinfachte Modellierung des Schleppmomentes der Radialwellendichtringe (RWDR) ist vom Wellendurchmesser und der Drehzahl abhängig. Ein Abgleich mit Messungen (vgl. Abbildung A.4) zeigte eine für die Gesamtfahrzeugsimulation ausreichende Übereinstimmung.

Obwohl die Verlustmomente für einen Radialwellendichtring drehzahlunabhängig modelliert wurden, ergab sich eine Abhängigkeit von der Gangwahl. Die Verlustmomente werden im Modell mit der Wellendrehzahl der Welle, an der sie sich befinden, in Verlustleistungen umgerechnet. Diese Verlustleistungen bilden dann eine Gesamtverlustleistung für alle Radialwellendichtringe im System. Die Gesamtverlustleistung wurde dann entweder auf die Antriebs- oder Abtriebsdrehzahl bezogen und ergab so ein gangabhängiges Verlustmoment.



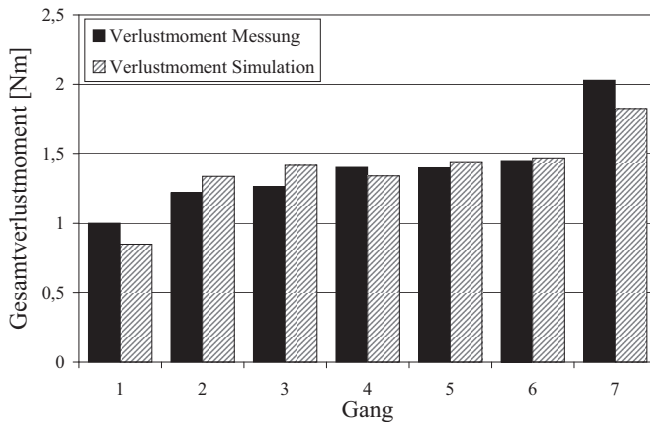


Abbildung A.4: Abgleich des Gesamtverlustmomentes der Radialwellendichtringe und Druckbehafteten Drehdurchführungen mit Messungen am Doppelkuppelungsgetriebe (Verlustmoment bezogen auf den Antrieb)

### Lagerverluste

Es gibt lastabhängige und lastunabhängige Lagerverluste. Die lastabhängigen Verluste erfordern die Berechnung der Normalkräfte auf das jeweilige Lager. Eine Simulation dieser Lagerverluste ist nur mit einem sehr großen Modellierungsaufwand verbunden. Da der Einfluss der Lagerverluste insgesamt gering ist, wird hier auf eine detaillierte Modellierung und die Aufteilung nach lastabhängigen- und lastunabhängigen Verlusten, verzichtet.

Für die Simulation wurden gemessene Verluste in Form von Kennfeldern in der Simulation verwendet.

### Synchronisation

Das Doppelkuppelungsgetriebe verfügt über zwei Einfachkonus-Sperrsynchronisierungen und zwei Dreifachkonus-Sperrsynchronisierungen. Die große Anzahl der Einflussparameter erlaubte daher keine vereinfachte Modellierung. Als Einflussparameter auf das Schleppmoment einer offenen Synchronisierung gelten nach [FVA09]:

- die Synchronkörperdrehzahl sowie die Differenzdrehzahl
- das Axialspiel
- die Temperatur bzw. die Ölviskosität bei niedrigen Drehzahlen
- der Ölvolumenstrom bei innenbeöhlten Synchronisierungen
- das Material der Synchronflächen
- die Baugröße durch den unterschiedlichen Hebelarm des Reibbelages
- Schrägstellung bzw. Planlaufabweichung.

Um doch einen Richtwert für den Schleppmomentenbedarf der offenen Synchronisierungen zu erhalten, wurden die für die Temperaturen  $T = 25^{\circ}\text{C}$  und  $T = 80^{\circ}\text{C}$  gemessenen Kennlinien in Abhängigkeit der Synchronkörperdrehzahl sowie der Differenzdrehzahl verwendet. Zwischen diesen Kennlinien wurde betriebspunktabhängig für eine Synchronisation interpoliert. Die Einzelverlustmomente der Synchronisierung wurden dann zu einem, auf Antriebsdrehzahl bezogenen, Gesamtverlustmoment addiert.

### Verluste durch das Ölsystem

Das verwendete Doppelkupplungsgetriebe besitzt zwei getrennte Ölräume. Der Kupplungsraum bzw. die Modellierung der Kupplungen wird im folgenden Kapitel A.2 näher beschrieben. Der zweite Ölraum ist der Radsatzölraum. Hier entstehen Verluste durch das Planschen der Zahnräder im Öl. Nach aktuellem Stand der Technik kann das Planschen mit Hilfe einer vereinfachten Simulation nicht ausreichend abgebildet werden. Daher wurden die Planschverluste über ein gemessenes Kennfeld in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl und des gewählten Ganges in die Simulation integriert.

Zusätzliche Verluste entstehen durch die Versorgung des Getriebes mit Öldruck und Ölvolumenstrom. Das Basis-Doppelkupplungsgetriebe wird über eine Radialkolbenpumpe mit einem Hubvolumen von  $18,9\text{ cm}^3$  mit Öl bzw. Öldruck versorgt. Der Momentenbedarf der Pumpe, der zur Versorgung des Getriebes mit Öl benötigt wird, gilt als Verlustmoment für das Antriebssystem. Dieser Momentenbedarf der Pumpe muss abhängig vom Betriebspunkt des Getriebes berechnet werden. Dies erfordert die Kenntnis des aktuellen Druck- und Volumenstrombedarfes des Getriebes inklusive der Kupplungen. Hierzu wurden zwei separate Modelle entwickelt. Der Öldruckbedarf des Doppelkupplungsgetriebes ergibt sich in dem Modell aus dem Bedarf für das Ein- und Auslegen der Gänge, dem Druckbedarf für die schnelle Kupplungsbefüllung, die Kupplungsbetätigung und dem Öldruck, der zur Kühlung der Kupplungen benötigt wird.

Die Volumenstromanforderung wurde in dem Modell aus der Volumenstromanforderung für die Kupplungsbefüllung, die Schaltstangenbetätigung und der Leckage berechnet.

Aus dem geforderten Druck- und Volumenstrom des Getriebes wurde dann in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl der Pumpe das Bedarfsmoment der Pumpe berechnet. Das pumpenspezifische Kennfeld berücksichtigt den volumetrischen und den mechanischen Wirkungsgrad der Pumpe. Für die Untersuchung von verschiedenen Pumpenkonzepten für das Doppelkupplungsgetriebe kann dieses Kennfeld gegen Wirkungsgradkennfelder anderer Pumpenkonzepte getauscht werden. Die Bestimmung der Drehzahl erfordert die Unterscheidung zwischen dem Basisfahrzeug und dem sportlichen Hybridfahrzeug. Bei dem Basisfahrzeug ist die Getriebeölpumpe über eine Übersetzung fest an den Getriebeeingang und damit die Motordrehzahl gekoppelt. Damit wird das Getriebe bei laufendem Motor mit Öl versorgt. Bei dem sportlichen Hybridfahrzeug ist der Verbrennungsmotor bei der elektrischen Fahrt ausgeschaltet und abgekoppelt. Die Ölpumpe könnte das Getriebe bei der elektrischen Fahrt nicht mit Öl versorgen. Damit wäre die Schmierung und die Kühlung des Getriebes nicht sichergestellt. Zudem würde auch der Wiederstart über die

Kupplungen des Getriebes nicht möglich sein, da diese ohne Druck nicht geschlossen werden können. Daher wird im sportlichen Hybridfahrzeug die Getriebeölpumpe durch eine elektrische Getriebeölpumpe ersetzt. Dadurch ergeben sich nun zusätzlich Freiheiten bei der Bestimmung der Pumpendrehzahl. Dies hat den Vorteil, dass die Pumpe nun bedarfsgerecht betrieben werden kann. Im Simulationsmodell wird daher für die elektrische Getriebeölpumpe ein zusätzliches Modul integriert, dass die Pumpensolldrehzahl auf Basis der aktuellen Volumenstromanforderung und der Pumpenparameter (z. B. Hubvolumen) bestimmt.

### Erläuterungen zur Modellierung der Kupplungen (vgl. [Rao11])

Das Schleppmoment der Kupplungen entsteht hauptsächlich durch die viskose Reibung des Öls zwischen den Lamellen der Primär- und Sekundärseite der Kupplung. Das Kupplungsschleppmoment  $M_{KS}$  kann vereinfacht in Abhängigkeit der Anzahl der Reibflächen  $N_{RF}$ , der dynamischen Viskosität des Öls  $\nu_{oel}$ , des Luftspaltes  $h$  zwischen zwei Lamellen und dem Spaltfüllgrad  $\Psi$  abgeschätzt werden:

$$M_{KS} = 0,5 \cdot N_{RF} \cdot \pi \cdot \nu_{oel} \cdot (r_a^4 - r_i^4) \cdot \frac{\omega_d}{h} \cdot \Psi. \quad (A.37)$$

Der Spaltfüllgrad ist der Quotient aus dem vorhandenen Volumenstrom pro Reibfläche  $Q_{RF}$  und dem erforderlichen Volumenstrom  $Q_{erf}$ , um den Spalt komplett mit Öl zu füllen:

$$\Psi = \frac{Q_{RF}}{Q_{erf}} \text{ mit } Q_{RF} = \frac{\dot{Q}}{N_{RF}}. \quad (A.38)$$

Der erforderliche Volumenstrom  $Q_{erf}$  zum Füllen des Spaltes ergibt sich aus

$$Q_{erf} = \frac{-a_2 + \sqrt{a_2^2 - 4a_1 \cdot a_2}}{2a_1} \quad (A.39)$$

mit den Parametern

$$a_1 = \frac{27 \cdot \rho}{140\pi^2 \cdot h^2} \cdot (r_a^2 - r_i^2), \quad (A.40)$$

$$a_2 = \frac{6\nu_{oel}}{\pi \cdot h^3} \cdot \log\left(\frac{r_a}{r_i}\right), \quad (A.41)$$

$$a_3 = \rho \cdot \left(3 \cdot \frac{\omega_d^2}{20} + \frac{\omega_{ab}^2}{2} + \frac{\omega_{ab} \cdot \omega_d}{2}\right) \cdot (r_a^2 - r_i^2). \quad (A.42)$$

Mit diesen Gleichungen kann ein vereinfachtes Modell zur Berechnung des Schleppmomentes erstellt werden. Das Modell berücksichtigt somit eine Abhängigkeit von dem Kühllölvolumenstrom, der Öltemperatur, der Abtriebsdrehzahl und der Differenzdrehzahl.

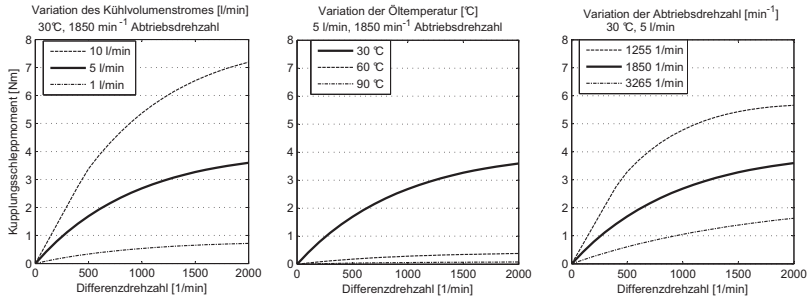


Abbildung A.5: Modell zur Berechnung des Kupplungsschleppmomentes unter Berücksichtigung der Abhängigkeit vom Kühllölvolumenstrom, der Öltemperatur, der Abtriebsdrehzahl und der Differenzdrehzahl

In Abbildung A.5 sind die Ergebnisse einer Parametervariation über der Differenzdrehzahl mit dem Kupplungsschleppmodell dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Kühllölvolumenstrom einen starken Einfluss auf das Schleppmoment besitzt. Eine Verdoppelung des Kühllölvolumenstromes von  $5 \text{ l/min}$  auf  $10 \text{ l/min}$  führte zu einer Verdoppelung des Schleppmomentes. Die Erhöhung des Schleppmomentes ist jedoch dann begrenzt, wenn der Spalt zwischen den Kupplungslamellen vollständig mit Öl gefüllt wäre ( $\Psi = 1$ ). Des Weiteren zeigte sich eine starke Abhängigkeit des Schleppmomentes von der Öltemperatur. Diese ist auf die temperaturabhängige Viskosität des Öles zurückzuführen. Bei tieferen Temperaturen entstehen daher höhere Schleppmomente.

Das Schleppmoment ist darüber hinaus auch von der Abtriebsdrehzahl, mit der sich der Kupplungskörper dreht, abhängig. Höhere Abtriebsdrehzahlen führen bei gleicher Differenzdrehzahl zu einem geringeren Schleppmoment. Dieser Effekt ist auf Abschleudereffekte zurückzuführen. Das bedeutet, dass bei höheren Abtriebsdrehzahlen mehr Öl aus den Kupplungen herausgeschleudert wird und weniger Öl zwischen den Kupplungslamellen verbleibt.

Abbildung A.6 zeigt den Abgleich des Kupplungsschleppmodells mit gemessenen Werten. Dazu wurden auf einem Kupplungsprüfstand verschiedene Betriebspunkte unter konditionierten Bedingungen gemessen. Die Abbildung A.6 zeigt in den Balkendiagrammen die gemessenen Werte für verschiedene Antriebsdrehzahlen. Die jeweiligen Balkengruppen zeigen das Schleppmoment bei gleicher Antriebsdrehzahl aber unterschiedlichen Differenzdrehzahlen. Die eingezeichneten Dreiecke zeigen das simulierte Schleppmoment für diesen Betriebszustand an. Es ist zu erkennen, dass die simulierten Werte teilweise deutlich von den gemessenen abweichen. Dies ist auf verschiedene Modellparameter zurückzuführen:

- Das Modell ging von einer Gleichverteilung des Ölvolumenstroms zwischen den einzelnen Lamellen aus. Es berücksichtigt nicht, dass die Lamellen unterschiedlich stark beölt werden. Speziell bei höheren Drehzahlen kann es daher zu einem Aneinanderkleben der Lamellen kommen.

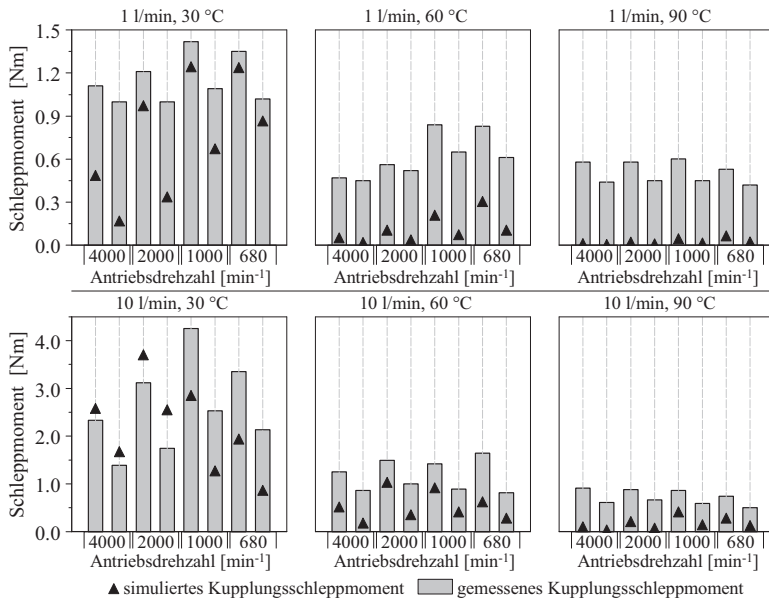


Abbildung A.6: Abgleich des Kupplungsschleppmodells mit Messungen auf dem Komponentenprüfstand

- Quereinflüsse durch das koaxiale Aufbaukonzept der Kupplungen wurden nicht berücksichtigt. Das Simulationsmodell berücksichtigte nur eine Kupplung. In der Messung im Fahrzeug, sind jedoch zwei Kupplungen vorhanden, die sich gegenseitig beeinflussen.
- Der Ölfluss durch den Kupplungskorb und die Lamellen wird im Modell nicht detailliert betrachtet.
- Nutbild und Porosität haben ebenfalls Einfluss auf die Entwicklung des Schleppmomentes. Diese können im einfachen Kupplungsmodell jedoch nur mit einem Korrekturfaktor berücksichtigt werden.
- Im Simulationsmodell wird ein konstanter Spalt zwischen den Lamellen angenommen, was implizit voraussetzt, dass die Lamellen gleichmäßig verteilt sind. Dies ist eine notwendige Modellvereinfachung
- Lüftspiel und Alterungszustand der Lamellen wurden nicht berücksichtigt.

### A.3 Berechnung des Energiekostenfaktors im Fahrzeug

Mit Hilfe des EKF soll die Hybridsteuerung in die Lage versetzt werden, in Echtzeit den im Bezug auf den Primärenergiebedarf effizientesten Betriebsmodus zu wählen. Dazu

wurde der aktuelle Ladezustand der Traktionsbatterie, der aktuelle Kraftstoffverbrauch des Motors und der Kraftstoffverbrauch ohne Lastpunktanhebung betrachtet. Letzterer wird über ein Verbrauchskennfeld des Motors ermittelt. Als Eingangsgrößen dienten zum einen die Motordrehzahl und zum anderen die momentane, virtuelle Motorlast. Die virtuelle Motorlast wiederum ergibt sich aus der Summe von Fahrerwunschmoment und dem Moment, das zum Decken des Bordnetzbedarfes erforderlich ist.

Nach einer definierten Zeit wird der EKF mittels eines Triggers neu berechnet. Für die Zeitschrittweite erwies sich ein Wert von 0,1 s als guter Kompromiss aus Rechenzeitbedarf und Genauigkeitsanforderungen.

Durch die Implementierung des Triggers kommt es zu einer Mittelung der Werte für die Änderung des relativen SOC sowie des Kraftstoffmehrverbrauchs durch Lastpunktanhebung über der Zeitschrittweite. Ändert in diesem Zeitintervall der Gradient des SOC sein Vorzeichen, wird unter Umständen über das Intervall keine oder nur eine geringe Änderung ermittelt. Dies ist zum Beispiel bei einem einsetzenden Ladevorgang der Fall, der auf eine Phase folgt, in welcher der Bordnetzbedarf durch die Traktionsbatterie gedeckt wurde. Durch das einsetzende Laden wird aber ein Kraftstoffmehrverbrauch über das Intervall detektiert, sodass unrealistisch hohe Werte für den EKF ausgegeben werden. Daher wurde eine Funktion vorgesehen, die diese Situationen detektiert und für diese Intervalle die Berechnung des EKF unterdrückt.

Bei erneuter Berechnung des EKF mit jedem Zeitschritt stellt sich im transienten Betrieb des Fahrzeugs ein stark schwankendes Signal ein, welches sich für Steuerungsaufgaben als ungeeignet erwies. Daher wurde eine Glättung des EKF-Signals durch Mittelung über eine definierte Anzahl von Zeitschritten durchgeführt.

Als besonders geeignet erwies es sich, die EKF-Werte über die Zeit mit einer Standardverteilungsfunktion nach Gauß zu gewichten und anschließend arithmetisch zu mitteln. Für die Verteilungsfunktion der Gauß'schen Normalverteilung gilt mit dem Erwartungswert  $\mu$  und der Standardabweichung  $\sigma$  allgemein:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp \left[ -\frac{1}{2} \cdot \left( \frac{x - \mu}{\sigma} \right)^2 \right]. \quad (\text{A.43})$$

Für die Gewichtung der EKF-Werte wurde die Standardnormalverteilung ( $\mu = 0$ ;  $\sigma = 1$ ) im Intervall  $[-2; 2]$  genutzt. Im Bereich dieses Intervalls werden ca. 95 % der gesamten Wertemenge der Standardnormalverteilung abgebildet. In einem ersten Schritt wurde das genutzte Intervall äquidistant in  $n - 1$  Abschnitte mit den Bereichsgrenzen  $i_1$  bis  $i_n$  unterteilt. In Abbildung A.7 ist die verwendete Verteilungsfunktion sowie exemplarisch die äquidistante Teilung für 8 EKF-Werte dargestellt.

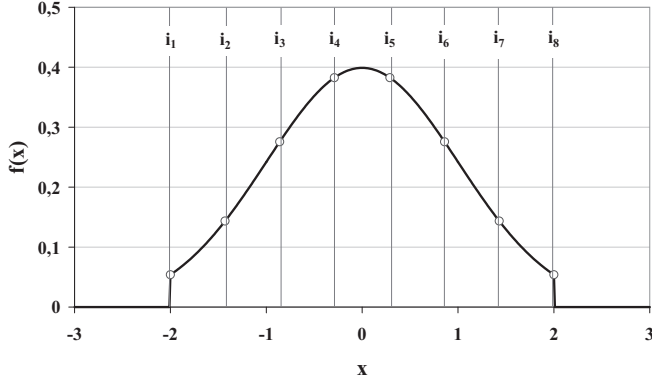


Abbildung A.7: Verteilungsfunktion für die Gewichtung der EKF-Werte

Die x-Werte der Bereichsgrenzen ( $x_i$ ) ergeben sich zu

$$x_i = -2 + \frac{4 \cdot i - 4}{n - 1}. \quad (\text{A.44})$$

Für jede Bereichsgrenze lässt sich anschließend ein zugehöriger Funktionswert  $f(x_i)$  der Standardnormalverteilung bestimmen:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp \left[ -\frac{1}{2} \cdot \left( -2 + \frac{4 \cdot i - 4}{n - 1} \right)^2 \right]. \quad (\text{A.45})$$

Sind die Funktionswerte für alle  $x_i$  bekannt, werden diese in Summe auf 1 normiert. Die einzelnen Gewichtungsfaktoren  $f(x_{i,norm})$  ergeben sich damit zu:

$$f(x_{i,norm}) = \frac{f(x_i)}{\sum_{i=1}^n f(x_i)}. \quad (\text{A.46})$$

Mit Hilfe der normierten Gewichtungsfaktoren ließ sich anschließend der gemittelte EKF bestimmen:

$$EKI_{gemittelt} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n EKI_i \cdot f(x_{i,norm}). \quad (\text{A.47})$$

Über die Bedatung wurde die Größe des Zeithorizontes eingestellt, über den der EKF gemittelt wurde. Da der EKF als Steuergröße genutzt werden sollte, durfte der Zeithorizont nicht zu groß gewählt werden, um die für die jeweilige Situation spezifischen Kosten beim Laden der Batterie hinreichend genau abzubilden. Auf der anderen Seite verursacht ein

zu kleiner Zeithorizont unerwünscht starke Schwankungen des gemittelten EKF, die sich negativ auf die nachgeschalteten Regelprozesse auswirken. Für die vorgestellten Ergebnisse wurde - soweit nicht anders vermerkt - ein Zeithorizont von 5 s für die Mittelung verwendet.

## A.4 Ergänzende Darstellungen zu den Betriebsstrategievarianten

### Schaltstrategien des Vorderachsgtriebes im NEFZ

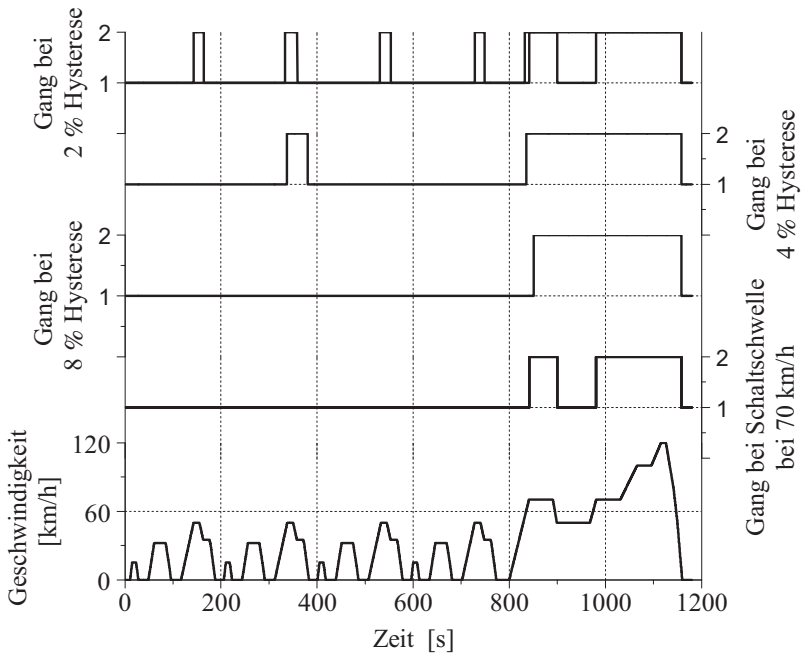


Abbildung A.8: Schaltstrategien des Vorderachsgtriebes im NEFZ

### Relative Verbrauchsvorteile der Hybridkonzepte bei Konstantfahrt

Die Abbildungen zeigen die relativen Verbrauchsvorteile der untersuchten Hybridfahrzeugkonzepte während einer Konstantfahrt gegenüber dem konventionellen Vergleichsfahrzeuges.



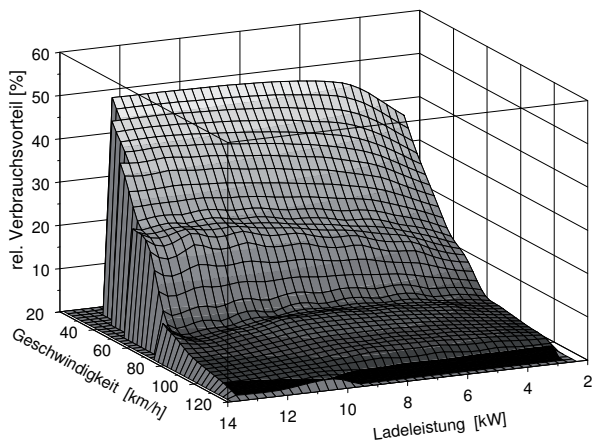


Abbildung A.9: Verbrauchsvorteil des Standardantriebsstranges bei Konstantfahrt

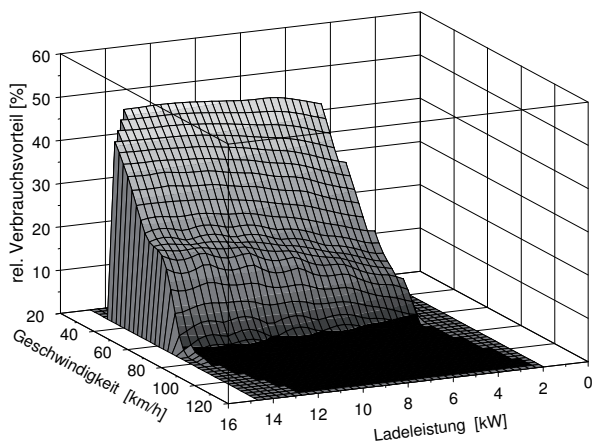


Abbildung A.10: Verbrauchsvorteil des Achsybridantriebsstranges bei Konstantfahrt, Gang bei elektrischer Fahrt mitgeführt

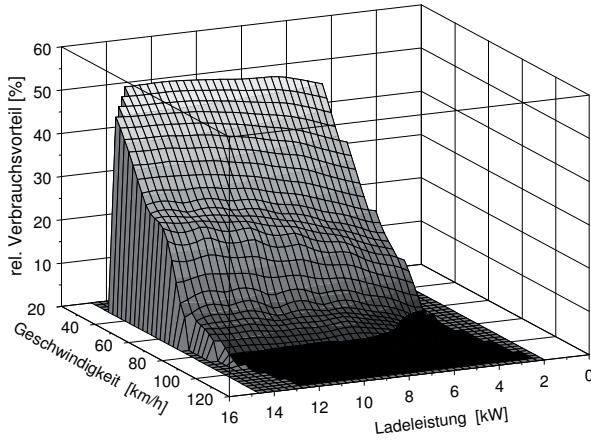


Abbildung A.11: Verbrauchsvorteil des Achsybridantriebsstranges bei Konstantfahrt, Gang bei elektrischer Fahrt ausgelegt

### Verlauf des Batterieladezustands auf der Rundstrecke

Die Abbildung zeigt exemplarisch die SOC-Verläufe auf dem Nürburgring für den Abbau des Ladezustands mit und ohne Booststrategie.

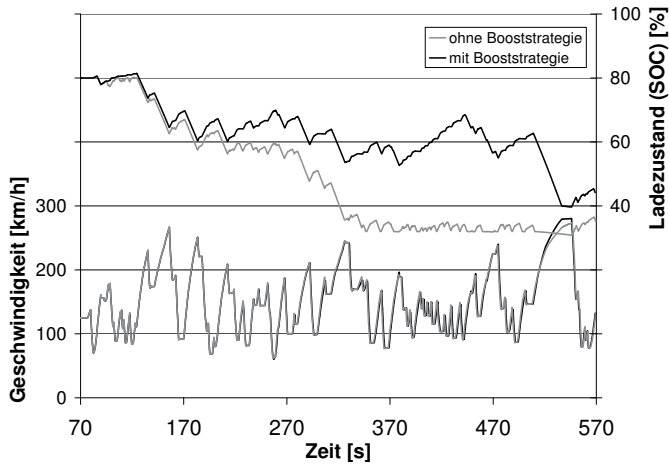


Abbildung A.12: SOC-Verläufe mit und ohne Booststrategie

## A.5 Kennzahlen der untersuchten Fahrprofile

In der Tabelle A.2 sind relevante Kenngrößen der betrachteten Zyklen bzw Fahrprofile aufgelistet. Bei den gesetzlichen Zyklen handelt es sich um festgelegte Geschwindigkeitskurven die auf dem Rollenprüfstand gefahren werden. Bei den Realfahr- und Extremprofilen handelt es sich, bis auf den Artemis-Zyklus, um Fahrprofile die mit dem konventionellen Referenzfahrzeug gemessen wurden.

Tabelle A.2: Relevante Kennzahlen für ausgewählte gesetzliche und Realzyklen, Realfahrten und Extremprofile

| Zyklus                     | Dauer | Strecke | Max.<br>Geschw. | Mittl.<br>Geschw. | Max.<br>Verz.    | Mittl.<br>Verz.  |
|----------------------------|-------|---------|-----------------|-------------------|------------------|------------------|
| —                          | s     | km      | km/h            | km/h              | m/s <sup>2</sup> | m/s <sup>2</sup> |
| Gesetzliche Zyklen         |       |         |                 |                   |                  |                  |
| NEFZ                       | 1180  | 10,9    | 120             | 33,3              | -1,39            | -0,79            |
| FTP75                      | 2744  | 17,8    | 91,2            | 31,5              | -1,47            | -0,58            |
| SC03                       | 600   | 5,8     | 88,2            | 34,6              | -2,73            | -0,6             |
| US06                       | 600   | 12,9    | 129,2           | 77,3              | -3,08            | -0,73            |
| Highway                    | 765   | 16,5    | 96,4            | 77,7              | -1,47            | -0,22            |
| 10-15 Mode                 | 660   | 4,3     | 60              | 23,3              | -0,83            | -0,64            |
| 11-Mode                    | 505   | 4,1     | 70              | 29,1              | -0,79            | -0,6             |
| Realzyklen und Realfahrten |       |         |                 |                   |                  |                  |
| Stuttgartzyklus            | 3994  | 64,1    | 127,3           | 49,5              | -4,73            | -0,37            |
| AMS-Runde*                 | 5726  | 99,5    | 133,9           | 62,4              | -6,81            | -0,41            |
| Artemis                    | 3138  | 51,3    | 150,2           | 58,9              | -3,62            | -0,54            |
| DL** (Früh)                | 20823 | 501,9   | 275,3           | 84,9              | -5,90            | -0,71            |
| DL (Spät)                  | 21673 | 591,8   | 176,5           | 79,9              | -4,69            | -0,42            |
| DL (Nacht)                 | 21673 | 591,8   | 274,0           | 96,2              | -7,11            | -0,45            |
| Extremprofile              |       |         |                 |                   |                  |                  |
| PG***                      | 86,4  | 2,7     | 238,8           | 112,7             | -13,40           | -4,97            |
| Nürburgring                | 494   | 20,8    | 283,4           | 151,7             | -12,89           | -4,46            |

\*AMS: Auto- Motor- und Sport

\*\*DL: Dauerlaufprofil

\*\*\*PG: Prüfgelände

# Lebenslauf

Sebastian Rüger

Geboren am 18. März 1982 in Göttingen  
verheiratet, deutsch

## Schulbildung

07/1994–06/2001 Jacobson Gymnasium, Seesen

## Wehrdienst

09/2001–08/2002 Fliegerhorst Faßberg

## Studium

10/2002–10/2004 Vordiplom Maschinenbau, TU Braunschweig

10/2002–09/2007 Maschinenbaudiplom an der Technischen Universität Braunschweig  
Vertiefungsrichtung: Fahrzeugtechnik, Verbrennungskraftmaschinen

28.09.2007 Diplomprüfung

## Promotionsstudium

10/2007-09/2013 Dissertation am Institut für Verbrennungskraftmaschinen (ivb), TU  
Braunschweig, unter der Betreuung von Prof. Dr. Peter Eilts

## Berufstätigkeit

10/2007–09/2010 Doktorand, Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG

10/2010–heute Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Entwicklung Alternative Antriebe

Ludwigsburg, 15. August 2014



**SHAKER**  
**VERLAG**

ISSN 2199-708X

ISBN 978-3-8440-3156-0

